

## Resumen

El cambio de una suspensión tipo Mac Pherson en los automóviles no es sencillo y suele realizarse en unas condiciones no muy seguras porque el utillaje existente en el mercado para tal fin no acaba de adaptarse correctamente. Por este motivo este trabajo intenta estudiar estos útiles con las ventajas e inconvenientes que presentan para desarrollar una herramienta nueva que sea capaz de adaptarse al máximo de muelles posibles de forma más segura. De esta forma se intentará solucionar de forma fácil, cómoda y segura, una operación de taller que conlleva un alto riesgo.

La idea de este proyecto está basada en analizar los útiles existentes en el mercado y diseñar una herramienta más versátil y segura. Esto supondrá un ahorro de tiempo y dinero importante. La realización de un primer esbozo se realiza primeramente llevando a cabo un prediseño del útil en 2D y 3D utilizando programas como son Autocad y Solid Edge. Posteriormente se estudian las tensiones a las que están sometidas las secciones críticas de diferentes piezas mediante la teoría de la elasticidad. Finalmente se optimiza el diseño y se comprueban resultados exportando la geometría a elementos finitos mediante el programa de simulación llamado Ansys. Una vez se simulan las condiciones de trabajo, se puede ver cómo se comporta el útil “virtualmente”. Así de esta manera podemos estudiar detenidamente las zonas donde hay concentración de tensiones y que por tanto habrá que considerar para la selección del material.

La consecución de estos pasos conduce a la obtención de una herramienta segura según marca la legislación vigente; eliminando los inconvenientes que supone tener que disponer de diferentes accesorios ya que aumenta el coste económico y el tiempo invertido en realizar la operación. Con el compresor diseñado se puede abarcar toda clase de muelles hasta un diámetro de 188 mm sin tener que cambiar de accesorio y de forma muy segura.





# Sumario

<b>RESUMEN</b>	<b>1</b>
<b>SUMARIO</b>	<b>3</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>5</b>
1.1. Origen, motivación y objetivos del proyecto	5
<b>2. ANÁLISIS DE MERCADO</b>	<b>7</b>
<b>3. DISEÑO DEL ÚTIL</b>	<b>9</b>
3.1. Objetivos marcados	9
3.2. Cómo se aplica el útil	10
3.3. Prediseño del útil	11
3.4. Fuerzas ejercidas por diferentes muelles	15
3.5. Cálculo de los esfuerzos	18
3.5.1. Cálculo de los esfuerzos mediante la teoría de la elasticidad	18
3.5.1.1. Piezas 1 y 2. Cálculos en diferentes secciones de la pieza	18
3.5.1.2. Piezas 3 y 6. Cálculo de los esfuerzos en la sección crítica	25
3.5.1.3. Pieza 9. Cálculo de los esfuerzos en la guía	26
3.5.1.4. Pieza 20. Cálculos de los esfuerzos en el tornillo	27
3.5.1.5. Pieza 14. Cálculo de los esfuerzos para los tetones	28
3.5.1.6. Pieza 21. Comprobación de la capacidad de carga del rodamiento	29
3.5.2. Tensión y resistencia del husillo (pieza 16)	30
3.5.2.1. Tensión y resistencia del tornillo a la deformación plástica	30
3.5.2.2. Cálculo de la presión admisible en la rosca	32
3.5.2.3. Altura mínima de la tuerca	32
3.5.2.4. Fenómeno de la autoretención	33
3.6. Cálculo de los esfuerzos mediante elementos finitos	33
3.6.1. Análisis mediante elementos finitos de la garra (pieza 1)	35
3.6.2. Análisis mediante elementos finitos del soporte (pieza 3)	46
3.7. Selección de materiales	52
3.7.1. Garras (pieza 1 y 2)	53
3.7.2. Soportes (piezas 3 y 6)	54
3.7.3. Husillo (pieza 16)	55
3.7.4. Guía (pieza 9)	55
3.7.5. Resto de las piezas	55



<b>4. PRESUPUESTO</b>	<b>57</b>
4.1. Introducción.....	57
4.2. Desglose presupuestario de los diferentes componentes del útil.....	57
4.2.1. Costes asociados a las piezas 1 y 2.....	57
4.2.2. Costes asociados a las piezas 3 y 6.....	58
4.2.3. Costes asociados a las piezas 4 y 7.....	59
4.2.4. Costes asociados a las piezas 5, 8, 13 y 18 .....	60
4.2.5. Costes asociados a la pieza 9 .....	61
4.2.6. Costes asociados a la pieza 10 .....	62
4.2.7. Costes asociados a las piezas 11 y 17 .....	63
4.2.8. Costes asociados a la pieza 12 .....	64
4.2.9. Costes asociados a la pieza 14 .....	65
4.2.10. Costes asociados a la pieza 16 .....	66
4.2.11. Costes asociados a la pieza 19 .....	67
4.2.12. Costes asociados al resto de piezas .....	68
4.2.13. Costes a amortizar .....	69
4.3. Costes totales de útil.....	70
<b>5. IMPACTO MEDIOAMBIENTAL</b>	<b>73</b>
<b>6. CONCLUSIONES</b>	<b>75</b>
<b>7. AGRADECIMIENTOS</b>	<b>77</b>
<b>8. BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>79</b>
8.1. Referencias bibliográficas .....	79
8.2. Bibliografía complementaria .....	80
<b>9. ANEXO 1: Normativa europea EN1563 sobre fundiciones de grafito esferoidal.</b>	
<b>10. ANEXO 2: Real Decreto 1435/1992.</b>	
<b>11. ANEXO 3: Propiedades de muelles de suspensión</b>	
<b>12. ANEXO 4: Planos del útil</b>	



# 1. Introducción

## 1.1. Origen, motivación y objetivos del proyecto

Este proyecto nace del contacto que el autor ha tenido con el mundo de la automoción durante un convenio de prácticas. En este periodo se ha visto involucrado de forma directa, en las necesidades que tienen los talleres de reparación, así como los problemas que les surgen cuando se realizan las tareas propias de la reparación.

Uno de las operaciones de más riesgo para un mecánico es la sustitución del amortiguador anterior o del muelle de la suspensión. El peligro se debe porque el utillaje que hay en el mercado para comprimir los resortes, debido a su construcción, no se adapta totalmente a la espiral del mismo o comprimen en muelle de forma desigual, con el peligro que conlleva. Este hecho ha provocado más de una vez, alguna desagradable experiencia como que un muelle se escape del útil o que una garra de apoyo se rompa, suceso que puede llegar a ser mortal si el muelle impacta contra el operario.

Por tanto, existe una motivación para que este tipo de labor se realice de forma fácil y segura con un útil que no comporte riesgo alguno a la persona que lo utilice, intentando minimizar en todo momento cualquier tipo de peligro. Para ello se intentará emplear los conocimientos adquiridos para encontrar una solución sencilla y que pueda ser viable.

Este proyecto intentará ilustrar los diferentes procesos a seguir para que el útil sea una realidad. Desde la realización de los primeros esbozos hasta ver, de forma bastante aproximada a la realidad, qué tipo de comportamiento tiene la herramienta delante de una situación de carga.





## 2. Análisis de mercado

En el mercado existe una gran variedad de útiles para realizar la compresión del muelle de la suspensión, pero se pueden resumir básicamente en dos tipos de útiles: Los compresores de resortes de amortiguación y los compresores a tornillo o juegos de tres ganchos.

Los primeros consisten en un mecanismo de husillo en la que hay dos garras, también llamadas horquillas (figura 2.1). Una de ellas se encuentra fija en un extremo del útil y la otra es la que se desplaza a lo largo del husillo, haciendo posible que el muelle se comprima o se descomprima según nos interese. Las garras suelen ser de fundición o bien acero forjado y de un tamaño estándar; tienen forma de “U”, lugar donde asentará la espiral. Para poder abarcar la mayoría de suspensiones de los diferentes fabricantes de vehículos, y por tanto, los diferentes diámetros existentes, el útil tiene una geometría que permite intercambiar diversos juegos de garras con diferentes diámetros. Este tipo de útil es el más extendido en los talleres hoy en día, pero presenta el inconveniente de tener que comprar diferentes juegos de garras en función de las suspensiones que vayan a cambiarse. El coste del útil, que habitualmente viene provisto de un solo kit de garras, se ve incrementado notablemente por los juegos “adicionales” que se adquieren. Esto, realmente, en según que tipo de taller es un problema, ya que cuando llega un vehículo para el que no disponen de la garra que se adapta al modelo en concreto, se ven obligados a la compra de estos accesorios; cosa que conlleva dos inconvenientes: El primero que no las usen habitualmente (y no les valga la pena económicamente realizar la operación); y el segundo es que se produce una demora del servicio en caso de adquirirlas justo cuando se encuentran este problema; ya que se han de pedir al proveedor y éste no suele servirlos en el acto.

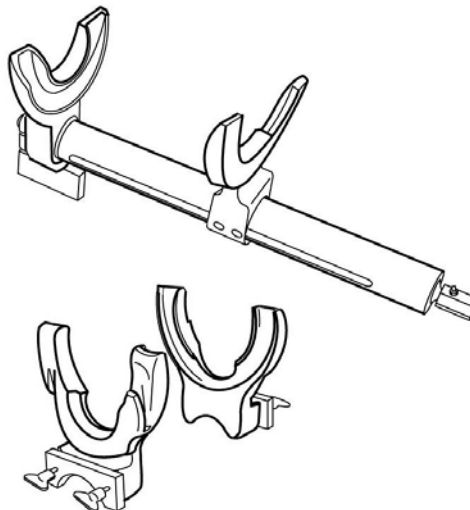


Fig. 2.1 Compresor de resortes convencional



Los segundos son mucho más sencillos, son los denominados compresores a tornillo (figura 2.2). Son un conjunto de tres tornillos largos independientes. En un extremo se halla una pieza con un alojamiento para el muelle que puede girar libremente. También hay otra pieza igual que la anterior pero esta desliza a lo largo del tornillo. Estas dos piezas, que no dejan de ser una especie de garras, son las que se alojan en el muelle y ejercen presión sobre él. Para poder comprimir el muelle es necesaria una tuerca que a medida que la roscamos disminuye la distancia entre las garras y por tanto comprimen el resorte. Este tipo de útil se ha de utilizar con mucha precaución, ya que si el desplazamiento que se va haciendo en los diferentes tornillos no es homogéneo el muelle puede pandear con el riesgo de que se escape. Además, al no distribuirse las fuerzas de forma homogénea puede darse el caso que si tal útil no está bien diseñado, se rompa con el consecuente peligro que conlleva. Sí es cierto que esta herramienta es mucho más económica que la anterior pero la peligrosidad que conlleva, hace que no sea muy utilizada por los talleres de reparación.



Fig. 2.2 Compresores a tornillo

Estos son los dos tipos de utillaje que se utiliza hoy en día en la mayoría de talleres. Se puede ver que tienen características a mejorar y que sin duda alguna conllevan un riesgo que el mecánico no puede ser consciente de él y producirse algún tipo de accidente.





## 3. Diseño del útil

### 3.1. Objetivos marcados

En el punto anterior se han detallado los diferentes útiles que se usan para la compresión de muelles de suspensión. Este proyecto se va a basar en el primer tipo de útil, ya que este es el más seguro de los mencionados y el más utilizado por los talleres de reparación.

Es cierto que crear uno que se adapte de forma fácil y segura a la amplia gama de resortes existente en el mercado, no es nada sencillo. La idea fundamental es crear un útil lo más universal posible pero evitando recurrir a un cambio de accesorio cada vez que nos varía el diámetro del muelle. El sistema de desplazamiento de las garras para comprimir el muelle consistirá en un sencillo dispositivo de tuerca-husillo con alguna pequeña modificación para que deslice por una guía. Los elementos innovadores serán entonces las horquillas. Se ha de intentar crear algún tipo de mecanismo que pueda adaptarse lo mejor posible a la helicoide del muelle, para así solucionar este inconveniente de tiempo (al tener que cambiar de garra cada vez que se necesite) y de coste (evidentemente cada accesorio incrementa el precio de la herramienta).

Es importante no olvidarse de un punto fundamental: La seguridad cuando se trabaja con el útil. El diseño ha de ser práctico y al mismo tiempo seguro debido a la peligrosidad que implica esta operación. El muelle ha de quedar en todo momento sujeto, sin que haya posibilidad de que se escape. Además, el útil no ha de provocar ninguna sensación de inseguridad cuando se lleve a cabo la compresión del resorte.

Estos puntos van a ser entonces los objetivos a perseguir en el prediseño del compresor de muelles. Se trata por tanto, de intentar crear una herramienta que mejore las prestaciones de las existentes en el mercado para realizar este tipo de reparaciones, que sin duda conllevan un riesgo considerable.



### 3.2. Cómo se aplica el útil

Primeramente hay que especificar que esta herramienta se utiliza para comprimir muelles de suspensión del tipo Mac Pherson (figura 3.1). Habitualmente si el sistema de suspensión no es éste, no nos encontramos con este problema, ya que el muelle no hace falta comprimirlo con ningún útil de este tipo y se puede colocar mediante otras vías.

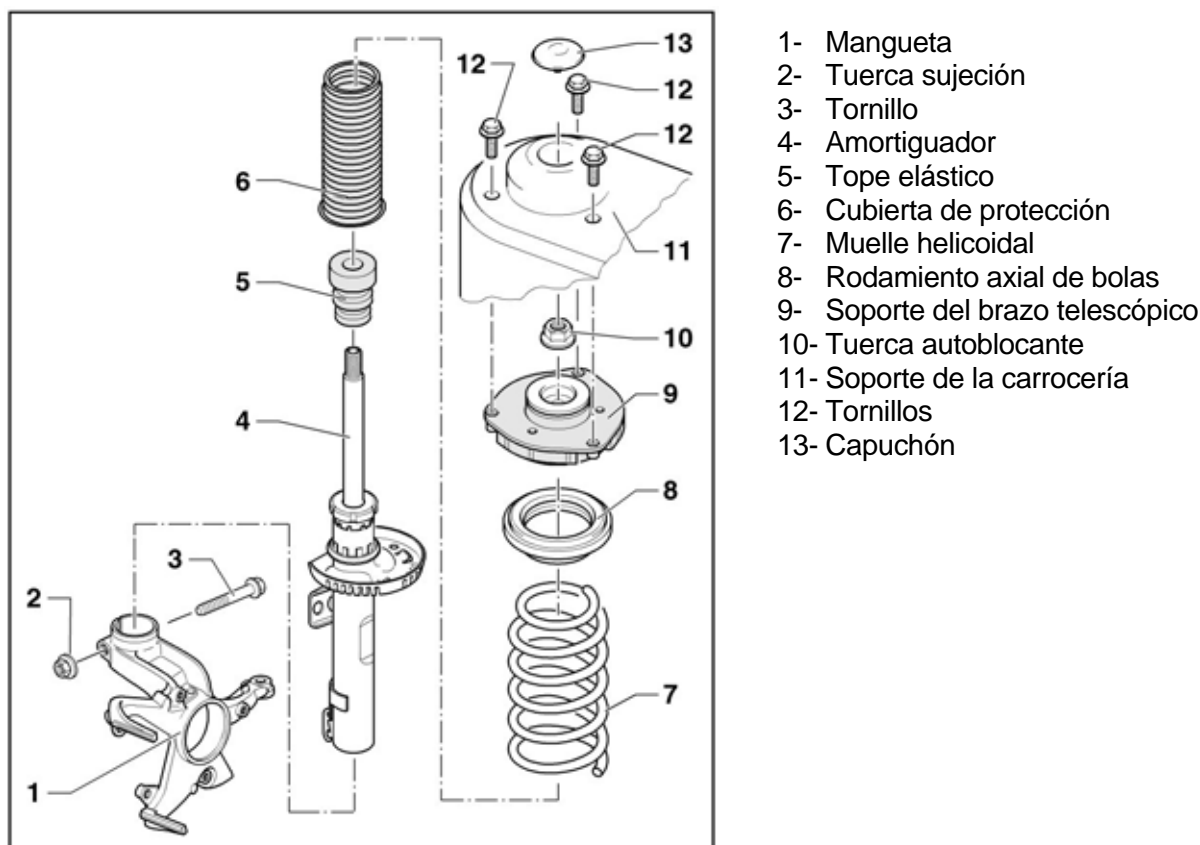


Fig. 3.1 Detalle de una suspensión tipo Mac Pherson

Normalmente cuando va a procederse a la operación de desmontaje (figura 3.2), se coge el conjunto muelle-amortiguador (también llamado brazo telescópico) y se posiciona el útil de forma que apoye la espiral del resorte en la base de cada una de las garras. Se empieza a comprimir hasta que el muelle queda liberado del soporte del brazo telescópico. Ahora es cuando se puede coger y aflojar la tuerca del amortiguador para poder separar este soporte y así poder sacar el muelle comprimido. Finalmente, una vez sacada la suspensión, se descomprime el muelle hasta que llega a su elongación natural y así poder realizar la operación de reparación.



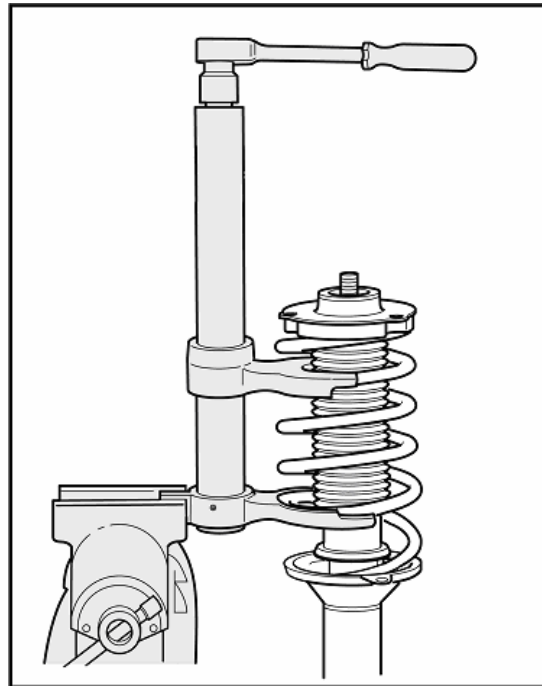


Fig. 3.2 Operación para llevar a cabo el desmontaje del brazo telescópico

### 3.3. Prediseño del útil

Como se ha comentado anteriormente este útil pretenderá suplir el inconveniente que presentan las garras convencionales, al no adaptarse al muelle de forma adecuada. Es decir, la creación de algún mecanismo con el que se pueda de forma cómoda y segura, sujetar el muelle sin peligro alguno. Primeramente se explicará el funcionamiento y la geometría del dispositivo tuerca-husillo para hacer comprimir el muelle, y posteriormente el mecanismo que hará la función de las horquillas.

NOTA: Para una mejor lectura y comprensión, se pueden consultar en el anexo los planos en 2D y figuras 3D de cada pieza que forma el útil.

El sistema que hace variar la distancia entre los apoyos del resorte está formado por los siguientes elementos. Primeramente una guía (pieza 9) que es un tubo mecanizado exterior e interiormente para que se puedan alojar en la parte externa los soportes y en la interna el mecanismo de desplazamiento. La pieza fundamental de este mecanismo es el husillo (pieza 16) encargado mediante una tuerca mecanizada exteriormente en forma cilíndrica (pieza 10), que uno de los soportes que alojan las garras se desplace. Para que el husillo quede totalmente centrado se necesitan dos casquillos (piezas 11 y 17) que encajen en la parte



interior de la guía y además alojen a dos rodamientos. Éstos tienen la misión de soportar cargas axiales y además facilitar el giro. (Ver figura 3.3).

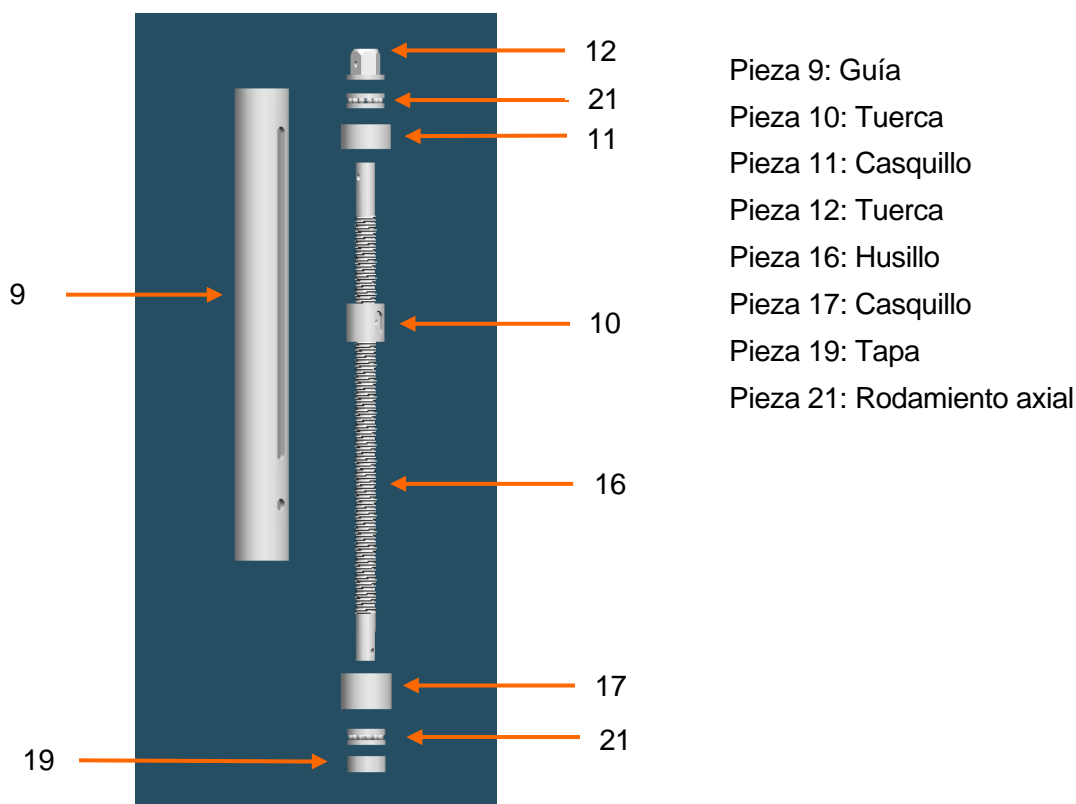


Fig. 3.3 Detalle de las piezas 9,10, 11, 12, 16, 17, 19 y 21

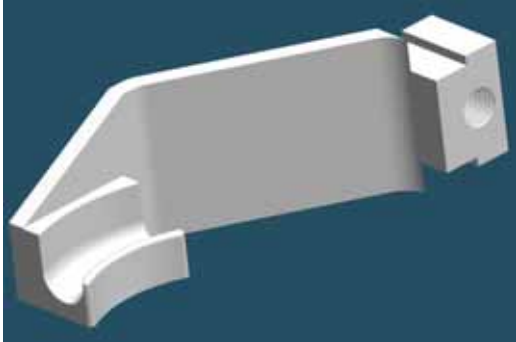
A continuación se explica el diseño de las horquillas. Éstas, como ya se ha dicho, han de adaptarse a todo tipo de muelles. Se trata de hacer dos garras independientes (pieza 1 y 2) pero que se desplacen hasta adaptarse a la helicoide del muelle mediante un tornillo que tenga dos roscas (piezas 4 y 7). La mitad del tornillo tendrá roscas a derechas y la otra mitad a izquierdas, además tiene en cada extremo una cavidad para poder introducir una llave Allen y poder girarlo. Así de esta manera se consigue que las dos garras se muevan en sentidos opuestos y cuando queramos hacer el diámetro más grande tan sólo han de alejarse y cuando precise ser menor se han de juntar. Las garras se desplazan por la guía que hay en el los soportes fijo y móvil (piezas 6 y 3). Para una mejor visión de lo expuesto ver figura 3.4. De esta manera se soluciona el inconveniente de tener que cambiar de accesorio cada vez que el diámetro del muelle varía.

Las garras tienen una geometría tal que en su extremo hay un alojamiento para apoyar el muelle. Su forma está pensada para que sea adaptable a diámetros de espira de hasta 18 mm y en caso de ser menor que no se escape. También hay que prestar atención al hecho

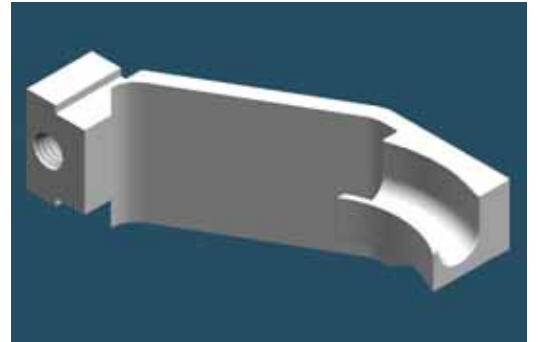


que estos alojamientos se encuentran a diferente altura entre garra y garra. El motivo es sencillo, adaptarse a la diferencia de altura que tiene el muelle debido a su forma de hélice.

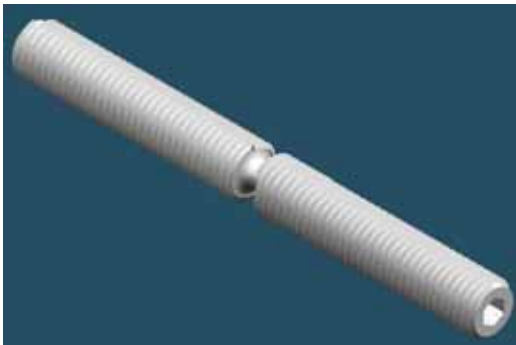
a)



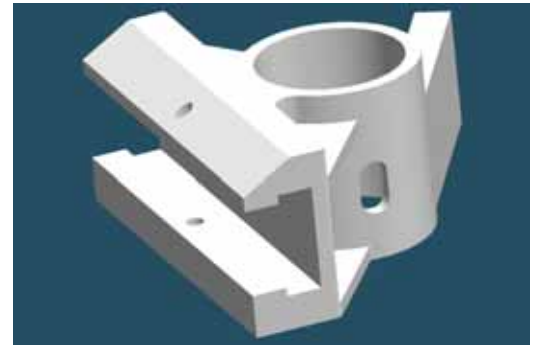
b)



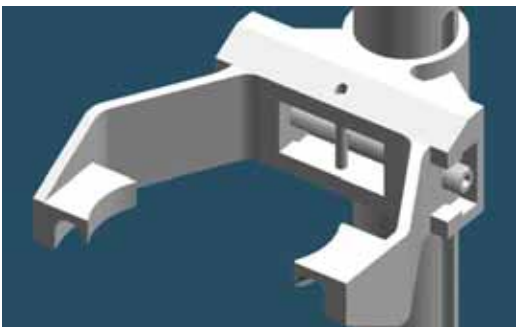
b)



c)



e)



f)



Fig. 3.4 a) Detalle de la garra 1 (pieza 1)  
 b) Detalle de la garra 2 (pieza 2)  
 c) Detalle del tornillo (piezas 4 y 7)  
 d) Detalle del soporte móvil (pieza 3). El soporte fijo (pieza 6) es igual pero sin la lengüeta  
 e) Detalle del conjunto en posición abierta  
 f) Detalle del conjunto en una posición de diámetro menor



A continuación se muestra una visión general del útil:

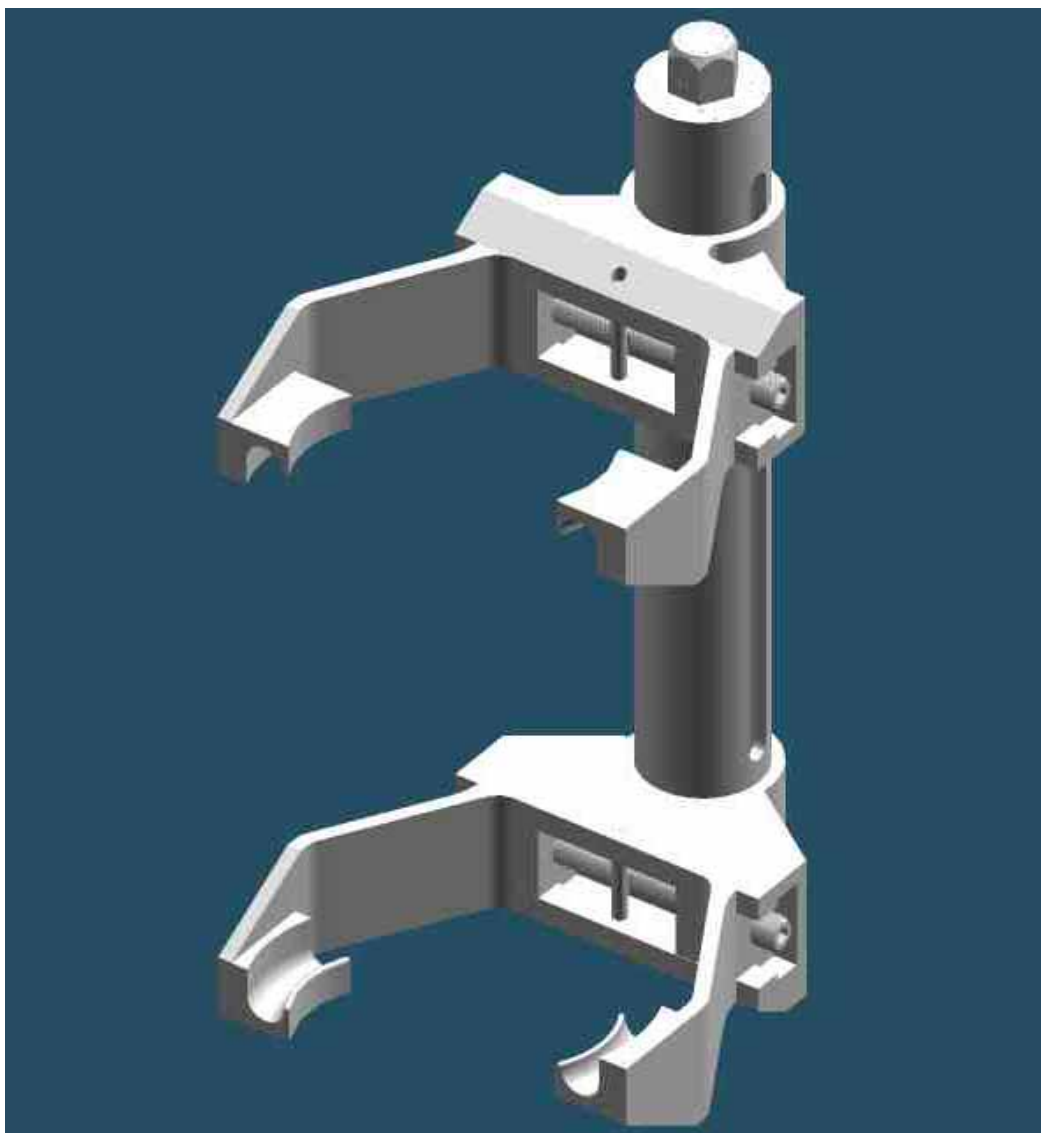


Fig. 3.5 Vista general del conjunto



### 3.4. Fuerzas ejercidas por diferentes muelles

Según se puede ver en 3.2, no hace falta comprimir el muelle hasta el máximo para llevar a cabo una operación como esta. De hecho, nunca se realiza por varios motivos: El primero que no es necesario hacerlo debido a la geometría del conjunto; y el segundo porque trabajar con un muelle comprimido hasta producirse empaquetamiento de espiras no da ninguna sensación de tranquilidad.

Este apartado refleja los diferentes esfuerzos a los que se verá sometido el útil cuando se proceda a utilizarlo. Los cálculos realizados en el punto 3.5 se basan en una fuerza que se va a determinar en función de diversa documentación que ha sido facilitada por un fabricante de vehículos.

Este tipo de documentación consta de diversas características de los resortes. Desde su geometría: longitud en estado relajado, longitud cuando se produce empaquetamiento de espiras, diámetro medio...; hasta propiedades mecánicas como: la rigidez, fuerza en situación de bloqueo,...

Hay que establecer un protocolo para escoger la fuerza que servirá de referencia a la hora de diseñar el útil. Se detallarán a continuación algunos de los parámetros que hay en las tablas adjuntas para así poder entender mejor como se ha escogido el criterio de diseño.

- La rigidez que presenta el resorte se designa mediante la letra  $c$ .
- La longitud que tiene el muelle cuando se encuentra libre de carga alguna se representa mediante  $L_0$ .
- La elongación que tiene el resorte cuando el vehículo se encuentra sin pasajeros, equipaje alguno y con el depósito de combustible lleno se representa como  $L_{leer}$ .
- La distancia que presenta el muelle cuando está sometido a la máxima compresión permitida por la suspensión del vehículo viene representada por  $L_{O.A.}$ .
- La extensión máxima del muelle permitida por la suspensión se representa por  $L_{U.A.}$ . Esto equivaldría a la posición del resorte cuando se eleva el coche de manera que las ruedas dejan de tomar contacto con el suelo.
- La longitud que hay cuando se produce empaquetamiento de espiras se representa por  $L_{Bl.}$



En estas tablas también se encuentran las fuerzas ejercidas en cada una de las situaciones anteriores. Su representación viene dada por la letra  $F$  y con el subíndice que le corresponda en cada caso. Entonces se tiene que:

- $F_0$  representa la fuerza ejercida por el muelle cuando el vehículo se encuentra vacío con el depósito lleno de combustible.
- La fuerza ejercida por el resorte cuando el vehículo se encuentra en orden de marcha sin conductor se representa como  $F_{\text{leer}}$ .
- $F_{\text{O.A}}$  representa la fuerza que hace el muelle cuando está sometido a la máxima compresión permitida por la suspensión del vehículo.
- La carga ejercida por el muelle cuando tiene la máxima elongación que le permite la suspensión, se representa por  $F_{\text{U.A}}$
- $F_{\text{BI}}$  representa la fuerza del muelle cuando se produce empaquetamiento de espiras.

A continuación se detalla una tabla resumen de la documentación completa que se puede encontrar en los anexos. Aquí sólo se destacarán los casos más relevantes o críticos de los encontrados.

Modelo	$L_{\text{U.A.}}$ [mm]	$F_{\text{U.A.}}$ [N]	$L_{\text{O.A.}}$ [mm]	$F_{\text{O.A.}}$ [N]
Ibiza/Córdoba	186,0	2337,0	103,0	6278,0
Arosa	285,0	1793,0	141,0	5925,0
ENT 246 214	285,0	2250,0	121,0	6240,0
Audi A6	265,0	268,4	114,5	7454,0
Alhambra	268,0	3882,0	108,0	8762,0

Tabla 3.1 Características principales de muelles de suspensión. Fuente: SEAT

Los datos analizados han sido recogidos de un solo fabricante de vehículos pero son una muestra representativa de los tipos de muelles existentes en el mercado. Está desde un modelo 2 volúmenes (como puede ser un SEAT Arosa) hasta un una furgoneta media (como es la SEAT Alhambra).

Se puede ver entonces, que el caso más crítico es del vehículo Alhambra. Cuando tenemos el brazo telescópico fuera del vehículo, se encuentra en una situación correspondiente a  $F_{\text{U.A.}}$  y  $L_{\text{U.A.}}$  (está ligeramente comprimido). Para realizar la operación de cambio de muelle se ha





de empezar a comprimir hasta que éste quede libre de los soportes. Esta longitud recorrida no suele ser muy grande, habitualmente de unos 150 mm como máximo. Esto viene a decir que nunca se llega a la posición como si estuviera en  $L_{O.A.}$ . De todas formas tomaremos este estado como medida conservadora, ya que la sollicitación del útil es importante. Esto viene a ser un especie de coeficiente de seguridad implícito (además del que se tomará a la hora de diseñarlo). Por tanto, escogemos  **$F = 8800 \text{ N}$**  (realmente es  $F_{O.A.} = 8762 \text{ N}$ , pero se tiene en cuenta una pequeña variabilidad) que corresponde al caso más crítico de los encontrados. Será este valor con el que se trabajará para realizar todos los cálculos de elasticidad pertinentes.



### 3.5. Cálculo de los esfuerzos

#### 3.5.1. Cálculo de los esfuerzos mediante la teoría de la elasticidad

En este punto va a procederse a estudiar diferentes secciones consideradas críticas aplicando la teoría de la elasticidad. Las teorías aplicadas se irán enunciando a lo largo que vayan surgiendo en los siguientes puntos. Los análisis se realizarán en las piezas 1, 2, 3, 6, 9, 20, 14 y 16.

##### 3.5.1.1. Piezas 1 y 2. Cálculos en diferentes secciones de la pieza

A continuación se va a proceder al análisis de las secciones críticas de la pieza número 1 y 2, es decir las garras donde se apoya el resorte (Ver figura 3.4). Primeramente se realizan estos cálculos en la sección que une el brazo de la garra con la zona de deslizamiento del soporte (piezas 3 y 6). La justificación de este cálculo se debe a que dicha sección es la que a priori parece ser el lugar por donde puede producirse la rotura. Debido a la geometría casi idéntica se analizará la pieza 1 y los resultados son válidos también para la pieza 2.

El cálculo se realiza suponiendo que la fuerza aplicada a la garra es de 4400 N (es decir, la mitad de la carga  $F$  encontrada en 3.4) en el sentido del eje  $Y$  como se puede ver en la Figura 3.6.

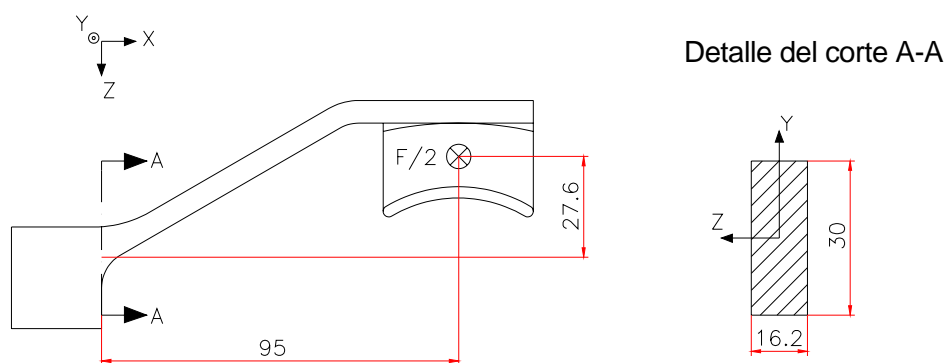


Fig. 3.6 Vista en planta de la pieza 1

Se observa entonces, que la sección en cuestión está sometida a un momento flector, a otro torsor y a un esfuerzo cortante. Los valores en cada caso son:

- Para el momento torsor:  $M_x = 4400 \cdot 27,6 \cdot 10^{-3} = 121,44 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Para el momento flector:  $M_z = 4400 \cdot 95 \cdot 10^{-3} = 418 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Esfuerzo cortante:  $T_y = 4400 \text{ N}$



Para calcular la tensión producida por el momento flector se aplica el principio de Navier [1] cuya fórmula se describe a continuación:

$$\sigma_x = \frac{-M_z \cdot y}{I_z} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

$\sigma_x$  = Tensión producida por el momento flector

$y$  = valor de la coordenada del eje Y

$I_z$  = momento de inercia de la sección respecto del eje Z

Para el cálculo de la tensión tangencial debida al momento torsor se usa la Teoría de Saint Venant [2], para el caso de secciones rectangulares.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_x}{k_1 \cdot (2a)^2 \cdot (2b)} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Siendo:

$\tau_{m\acute{a}x}$  = tensión tangencial máxima debido al momento torsor

$k_1$  = constante tabulada indicada en la bibliografía

$2a$  = lado menor de la sección

$2b$  = lado mayor de la sección

Y finalmente para obtener los valores de tensiones que produce el esfuerzo cortante se aplica la fórmula de Collignon [3], también para el caso particular de secciones

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_y}{A} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

rectangulares.

Donde  $A$  = área de la sección

$\tau_{xy}$  = tensión cortante

A continuación se analizará la sección de la pieza para ver los puntos más críticos de la misma, y por tanto, donde se realizarán los cálculos de los esfuerzos. Se enumeran cuatro puntos, que corresponden a los puntos medios de cada lado. En cada uno de ellos se evaluará a qué tipo de esfuerzos está sometido. Como se puede ver en la Figura 3.7, el punto 1 consta de dos tensiones, el esfuerzo cortante y el momento torsor, ambos con el mismo sentido. Igual le pasa al punto 3 pero en este caso los sentidos son opuestos y por



tanto, como medida conservadora se realizarán los cálculos en el primer punto. El punto 2 se compone de un momento flector y de la tensión producida por el momento torsor. Igual que antes, el punto 4 se ve afectado por los mismos esfuerzos, pero en este caso el momento flector está en dirección opuesta. El del punto 2 es a compresión y el del 4 a tracción. A efectos prácticos da lo mismo calcular uno que otro, se hará en el 2.

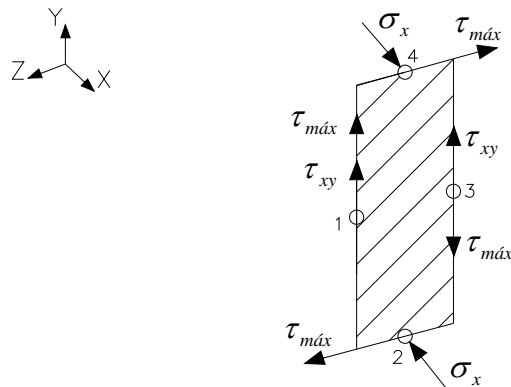


Fig. 3.7 Detalle y análisis de la sección crítica

### Piezas 1 y 2. Cálculo en el punto 1

Como se ha dicho anteriormente, y se puede observar en la Figura 3.8a, el punto 1 está sometido a un momento torsor y a un esfuerzo cortante cuyos valores son  $M_x = 121,44 \text{ N}\cdot\text{m}$  y  $T_y = 4400 \text{ N}$ , respectivamente.

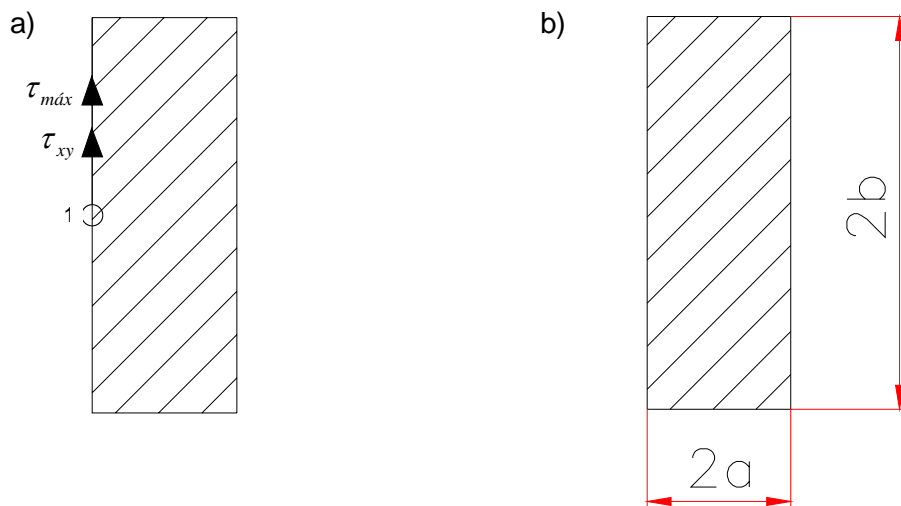


Fig. 3.8. Detalle de la sección en el punto 1



Recurriendo a la ecuación (Ec. 3.2) se obtiene el valor de  $\tau_{m\acute{a}x}$  :

$$M_x = 121,44 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$k_t = 0,24156 \text{ (Según tablas [1] en Pág.43, ya que } \frac{a}{b} = 1,852 \text{ )}$$

$$2a = 16,2 \text{ mm y } 2b = 30 \text{ mm (Figura 4.3b)}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{121,44 \cdot 10^3}{0,242 \cdot (16,2)^2 \cdot 30} = 63,74 \text{ MPa}$$

Para calcular  $\tau_{xy}$  se tiene que  $T_y = 4400 \text{ N}$  y  $A = 2a \cdot 2b$ , por tanto:

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4400}{16,2 \cdot 30} = 13,58 \text{ MPa}$$

Para establecer el criterio de diseño se aplica el criterio de fallo de Von Mises [3] (Pág.17) que establece una relación de los esfuerzos cortantes con el límite elástico del material.

$$\tau_e = 0,58 \cdot \sigma_e \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde  $\tau_e$  = tensión cortante del límite elástico

$\sigma_e$  = tensión del límite elástico

Por tanto, se obtiene:

$$\tau = \tau_{m\acute{a}x} + \tau_{xy} = 63,74 + 13,58 = 77,32 \text{ MPa}$$

Para este tipo de útil y la función para la que está diseñado se considera un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$ , que es bastante conservador. Entonces aplicándolo y llamando  $\tau_{eq}$  a la tensión cortante equivalente,

$$\tau_{eq} = \tau \cdot \gamma_{SE} = 115,98 \text{ MPa y éste es igual que } \tau_e$$

Si queremos saber el límite elástico equivalente simplemente se ha de dividir por 0,58:

$$\sigma_e = \frac{115,98}{0,58} = 200 \text{ MPa} \quad (3/1)$$

que tendrá que ser menor o igual que el límite elástico del material de la pieza.



### Piezas 1 y 2. Cálculo para el punto 2

Esta zona de la sección, como se puede distinguir en la Figura 3.9a, se ve afectada por un momento flector y otro torsor cuyos valores son  $M_z = 418 \text{ N}\cdot\text{m}$  y  $M_x = 121.44 \text{ N}\cdot\text{m}$  respectivamente, y que hacen aparecer una componente  $\sigma_x$  y otra  $\tau_{\text{máx}}$ .

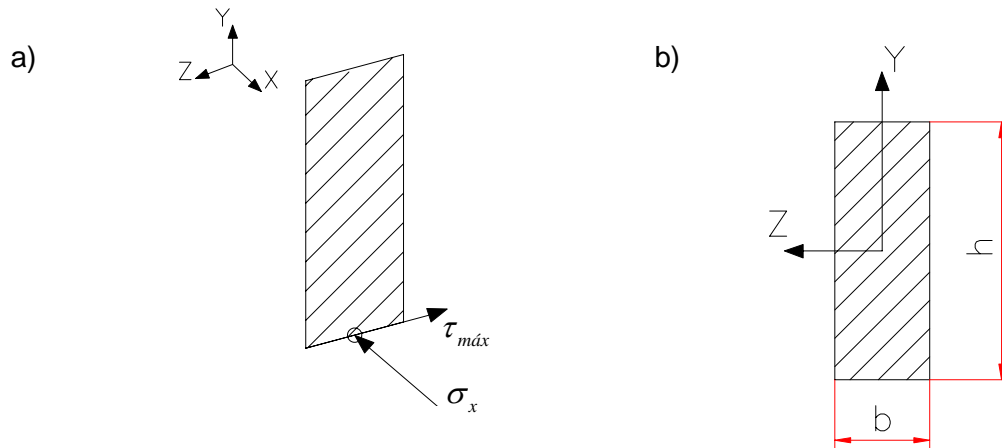


Fig. 3.9. Detalle de la sección en el punto 2

Para calcular ésta última no servirá la ecuación (Ec. 3.2) ya que ahora estamos calculando la tensión tangencial en el lado menor de la sección y por tanto se ha de utilizar la que a continuación se describe y que también podemos encontrar en [2] (Pág. 43).

$$\tau'_{\text{máx}} = k_2 \cdot \tau_{\text{máx}} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde  $\tau'_{\text{máx}}$  = tensión tangencial en el lado menor

$k_2$  = constante tabulada

$$k_2 = 0,814 \quad (\text{Según tablas [1] en Pág. 43, ya que } \frac{a}{b} = 1,852)$$

Entonces es fácil deducir que  $\tau'_{\text{máx}} = 0,814 \cdot 63,74 = 51,88 \text{ MPa}$



Para el cálculo de la tensión  $\sigma_x$  se realiza mediante la ecuación (Ec. 3.1):

$$M_z = 418 \text{ N}\cdot\text{m}$$

y = 15 mm, b = 16,2 mm y h = 30 mm (Ver Figura 3.9b)

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{16,2 \cdot 30^3}{12} = 36450 \text{ mm}^4$$

$$\text{Por tanto podemos hallar fácilmente que } \sigma_x = \frac{-418 \cdot 10^3 \cdot 15}{36450} = -172,02 \text{ MPa}$$

A continuación se aplica el criterio de fallo de Von Mises para estos casos que formula:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{máx}^2} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Donde  $\sigma_{eq}$  es la tensión equivalente de Von Mises

Entonces,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(-172,02)^2 + 3 \cdot (51,88)^2} = 194,08 \text{ MPa}$$

Aplicando el correspondiente coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE}$ , ya mencionado anteriormente se obtiene,

$$\sigma_e = \sigma_{eq} \cdot \gamma_{SE} = 291,12 \text{ MPa} \quad (3/2)$$

Que igual que en el caso anterior éste deberá de ser menor al límite elástico del material



### Piezas 1 y 2. Cálculo de la resistencia en el alojamiento para el muelle

El alojamiento del muelle es una parte de las piezas 1 y 2 que es de importancia significativa. Además de cumplir ciertas condiciones de geometría impuestas por los diferentes diámetros de muelles existentes, es un transmisor de esfuerzos hacia la zona de los soportes (piezas 3 y 6). Por tanto, como en los casos anteriores se comprobará a continuación que su diseño sea correcto.

Como se puede observar en la figura 3.10, la sección del alojamiento del resorte está sometida a un esfuerzo cortante cuyo valor es  $T_y = 4400$  N y también a un momento flector de valor  $M_z = -4400 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} = -33$  N·m, como se puede ver según el dibujo.

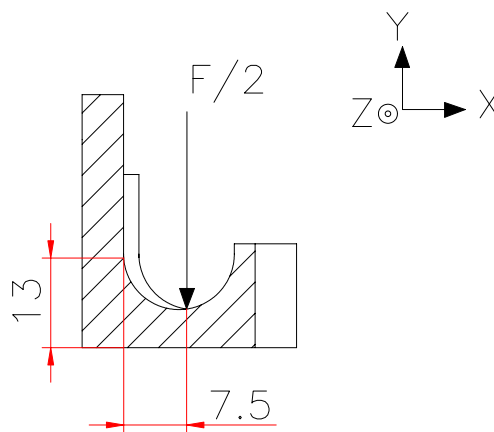


Fig. 3.10. Detalle del alojamiento del muelle.

Para el cálculo de las tensiones producidas por el esfuerzo cortante, aplicamos la fórmula de Collignon según la ecuación (Ec. 3.3) descrita anteriormente. Teniendo en cuenta que la sección a estudiar tiene una longitud de 40 mm de largo por 13 mm de alto:

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4400}{13 \cdot 40} = 12,69 \text{ MPa}$$

El momento flector se calcula de forma análoga a la ecuación (Ec. 3.1). Los diferentes valores a especificar para llegar al resultado final son:

$$y = \frac{13}{2} \text{ mm}, b = 40 \text{ mm}, h = 13 \text{ mm e } I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 13^3}{12} = 7323,33 \text{ mm}^4$$





Por tanto,

$$\sigma_x = \frac{-33 \cdot 10^3 \cdot 6,5}{7323,33} = -29,29 \text{ MPa}$$

Se vuelve a aplicar el criterio de fallo de Von Mises (según la ecuación Ec. 3.6) para calcular la tensión equivalente y se obtiene,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(-29,29)^2 + 3 \cdot (12,69)^2} = 36,62 \text{ MPa}$$

y si se aplica el coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$ ,

$$\sigma_e = \sigma_{eq} \cdot \gamma_{SE} = 54,93 \text{ MPa} \quad (3/3)$$

### 3.5.1.2. Piezas 3 y 6. Cálculo de los esfuerzos en la sección crítica

Otra sección importante a estudiar en los soportes, es aquella que divide la parte que desliza sobre la pieza 9 (guía) y por la que deslizan las piezas 1 y 2 (las garras para sujetar el muelle). A continuación en la figura 3.11 se esquematiza esta sección con sus correspondientes cotas y esfuerzos a los que se ve sometida.

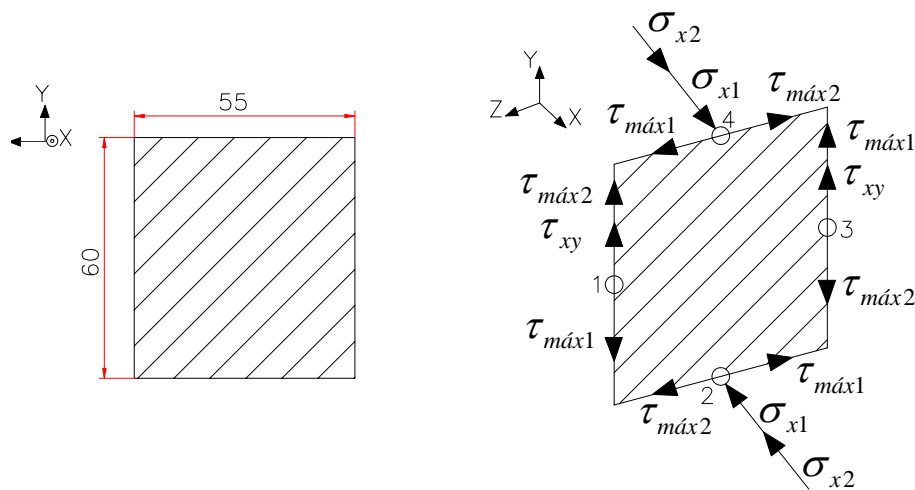


Fig. 3.11. Detalle de la sección crítica del soporte

Se ve por tanto, que la sección se ve sometida a un esfuerzo cortante producido por la fuerza  $T_y$  que en este caso toma el valor de  $T_y = 8800 \text{ N}$  ya que ahora son las dos garras que ejercen una fuerza conjunta de  $4400 \text{ N}$ . El momento flector también está presente y como en el punto anterior, su valor es la suma del momento flector provocado por cada garra; por



tanto su valor es de  $M_z = 2 \cdot 4400 \cdot 125 = 1100 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . Cabe destacar que también las garras producen un momento torsor, pero éste globalmente se anula porque la pieza 1 lo hace en sentido opuesto al de la pieza 2.

Para calcular el valor de la tensión producido por el esfuerzo cortante, se utiliza la fórmula de Collignon (Ec. 3.3).

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{8800}{60 \cdot 55} = 4 \text{ MPa}$$

Y para la tensión debida al momento flector se calcula mediante el principio de Navier (Ec. 3.1), siendo  $y = 30 \text{ mm}$ ,  $b = 60 \text{ mm}$ ,  $h = 55 \text{ mm}$  e  $I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot 55^3}{12} = 831875 \text{ mm}^4$ , por tanto se obtiene que,

$$\sigma_x = \frac{-1100 \cdot 30 \cdot 10^3}{831875} = -39,67 \text{ MPa}$$

Como en los casos anteriores calculamos mediante el criterio de fallo de Von Mises (ecuación Ec. 3.6) la tensión equivalente,

$$\sigma_{eq'} = \sqrt{(-39,67)^2 + 3 \cdot (4)^2} = 40,27 \text{ MPa}$$

y al aplicar el correspondiente coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$  sale el siguiente valor de

$\sigma_{eq'}$ ,

$$\sigma_e = \sigma_{eq'} \cdot \gamma_{SE} = 60,40 \text{ MPa} \quad (3/4)$$

### 3.5.1.3. Pieza 9. Cálculo de los esfuerzos en la guía

Esta pieza está sometida a una flexión pura producida por las horquillas. El valor es igual a la fuerza de 8800 N que hay en cada par de horquillas multiplicadas por la distancia  $d_{gs} = 150 \text{ mm}$  a la que se encuentra aplicada esta fuerza. Por tanto el momento flector tiene un valor  $M_z = 1320 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Para el cálculo el valor de la tensión máxima utilizamos la siguiente ecuación correspondiente a una situación de flexión pura [1]:

$$\sigma_{x\text{máx}} = \frac{M_z}{W_z} \quad (\text{Ec. 3.7})$$



Siendo  $\sigma_{x\text{máx}}$  = tensión máxima producida por el momento flector

$W_z$  = momento resistente de la sección

$d_{\text{ext}}, d_{\text{int}}$  = diámetro exterior e interior de la guía

Donde  $\sigma_{x\text{máx}} \leq \sigma_e$  y  $W_z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4}{d_{\text{ext}}}$  en el caso de secciones tubulares. Entonces substituyendo cada valor se obtiene:

$d_{\text{ext}} = 50 \text{ mm}$ ,  $d_{\text{int}} = 40 \text{ mm}$  y por tanto  $W_z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{50^4 - 40^4}{50} = 7245,29 \text{ mm}^4$ . Se halla el valor de la tensión  $\sigma_{x\text{máx}}$ ,

$$\sigma_{x\text{máx}} = \frac{1320 \cdot 10^3}{7245,29} = 182,18 \text{ MPa}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad  $\gamma_{\text{SE}} = 1,5$ , se obtiene que  $\sigma_e = 273,27 \text{ MPa}$  (3/5)

#### 3.5.1.4. Pieza 20. Cálculos de los esfuerzos en el tornillo

Estas piezas tienen como objetivo sujetar el soporte fijo (pieza 6). Se trata simplemente de unos tornillos de cabeza Allen que uno de sus extremos se encuentra mecanizado a un diámetro de 10 mm. Es sencillo comprobar que están sometidos a esfuerzos cortantes puros provocados por el soporte. Por tanto para calcular dicha tensión aplicaremos la fórmula de Collignon [3] para el caso particular de secciones circulares.

De esta forma se tiene que la tensión a cizalladura se calcula según:

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_y}{A} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Como la fuerza a soportar es de 8800 N y la sujeción consta de dos tornillos, cada uno de ellos está solicitado con una carga de 4400 N. La sección que se encuentra sometida a esfuerzo cortante es la correspondiente a la circunferencia de diámetro 10 mm. Entonces si se sustituye cada valor obtenemos lo siguiente:

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4400}{\pi \cdot 5^2} = 75,69 \text{ MPa}$$



Una vez encontrado este número hay que aplicar el correspondiente coeficiente de seguridad que en este caso es  $\gamma_{SE}=1,5$ , encontrando la tensión admisible del material.

$$\tau_{eq} = \tau_{xy} \cdot \gamma_{SE} = 75,69 \cdot 1,5 = 113,54 \text{ MPa}$$

Ahora como se ha hecho en anteriores apartados aplicamos el criterio de fallo de Von Mises (Ec. 3.4) para calcular el valor del límite elástico.

$$\sigma_e = \frac{113,54}{0,58} = 195,75 \text{ MPa}$$

Buscando en catálogos comerciales, se puede ver que este tipo de tornillos Allen son de clase de resistencia 12.9 (Según DIN 913). Por tanto su límite elástico es de 1080 MPa y por tanto se puede asegurar que estos elementos aguantan perfectamente.

### 3.5.1.5. Pieza 14. Cálculo de los esfuerzos para los tetones

Estas piezas tienen como misión mantener unidos el soporte móvil y la tuerca que se desplaza por el husillo (pieza 10). Como en el caso de la pieza 20 están sometidos a esfuerzo cortante puro y se volverán a aplicar la teoría de Collignon [3] pero en este caso para secciones rectangulares (Ec. 3.3).

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_y}{A}$$

En este caso los esfuerzos transmitidos por el soporte móvil (pieza 3) son de 8800 N pero como hay dos tetones este valor se reduce a la mitad en cada elemento. La sección se simplifica como si fuera rectangular pero se tendrá en cuenta al aplicar posteriormente el coeficiente de seguridad siguiendo un criterio conservador. Las dimensiones de la sección son de 10 mm de ancho y 18 mm de largo. Entonces sustituyendo cada valor en la fórmula anterior se obtiene el valor del esfuerzo cortante producido:

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4400}{18 \cdot 10} = 36,66 \text{ MPa}$$



Ahora el coeficiente de seguridad será algo mayor que en casos anteriores para tener en cuenta la simplificación que se ha hecho de la sección del tetón, con un valor de  $\gamma_{SE} = 2$  será suficiente:

$$\tau_{eq} = \tau_{xy} \cdot \gamma_{SE} = 36,66 \cdot 2 = 73,32 \text{ MPa}$$

Para encontrar el valor del límite elástico equivalente se aplica el criterio de fallo de Von Mises (Ec. 3.4)

$$\sigma_e = \frac{73,32}{0,58} = 126,41 \text{ MPa}$$

Por tanto esta pieza ha de tener un material como mínimo tenga un límite elástico de 126,41 MPa.

#### 3.5.1.6. Pieza 21. Comprobación de la capacidad de carga del rodamiento

Las diferentes finalidades de estos rodamientos son: soportar las cargas axiales transmitidas por el sistema, el correcto alineamiento del husillo (pieza 16) y hacer posible que éste gire fácilmente. Como la carga es totalmente axial se ha de poner un rodamiento de bolas axial. Los cojinetes axiales son adecuados para este tipo de solicitaciones de carga. La elección del rodamiento se ha hecho en función de la geometría del sistema (husillo, guía,...) pero ahora se procede a calcular la carga máxima que puede admitir para ver si la elección es acertada y no se producirá fallo en el material.

Consultando en [9] se pueden ver las diferentes cotas del rodamiento escogido. Su designación correspondiente es 51203 (Según DIN 623). Sus cotas pueden verse en la figura 3.12. La carga a la que va a estar sometido este cojinete es de 8800 N pero como en los casos anteriores se le aplica un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$ . De esta forma obtenemos que la fuerza mayorizada es igual a  $F_{eq} = 13200 \text{ N}$ . Al tratarse de una carga totalmente alineada con el eje de giro la carga equivalente aplicada en el rodamiento es la misma que  $F_{eq}$ . En el catálogo encontrado se puede ver que la carga estática que puede llegar a soportar es de 30000 N. Valor que supera más de dos veces este valor. Por tanto, este rodamiento no presenta ningún tipo de problema en cuanto a su capacidad de carga. También se puede conocer la vida estimada cuyo valor en catálogo es de 2,21 millones de vueltas (valor suficientemente bueno para garantizar el correcto funcionamiento durante la vida del útil).



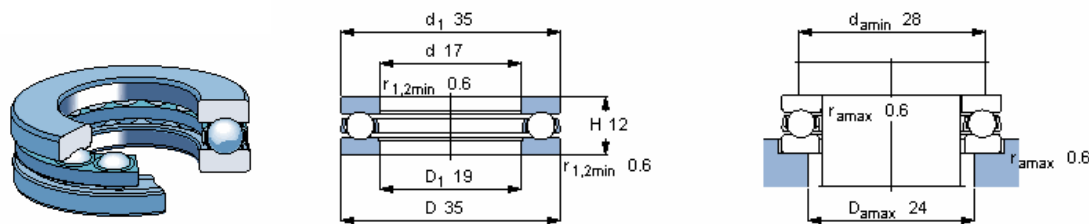


Fig. 3.12. Vista genérica del rodamiento axial y sus correspondientes cotas

### 3.5.2. Tensión y resistencia del husillo (pieza 16)

El husillo es una parte del útil cuya funcionalidad es primordial. La tuerca que rosca sobre él (pieza 10), hace solidario al soporte móvil (pieza 3) y que éste se mueva cuando giramos el husillo. Por tanto, los esfuerzos aplicados por las garras se transmiten al soporte y al mismo tiempo éstos a la tuerca. El cálculo de las tensiones y resistencia del husillo es necesario para asegurar que no se producirá la deformación plástica del mismo, ni que se producirá arrancamiento de la rosca.

#### 3.5.2.1. Tensión y resistencia del tornillo a la deformación plástica

Estos cálculos se basan en los encontrados en [4]. Es obvio que la fuerza transmitida al husillo es la correspondiente a la que se aplica sobre las garras, por tanto el valor de la fuerza es de  $F = 8800 \text{ N}$ .

Primeramente se comprueba que el tornillo no se deforme plásticamente, mediante las siguientes ecuaciones,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{F}{A_s}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_s^3}{16}}\right)} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde  $F$  = fuerza aplicada

$A_s$  = sección resistente

$d_2$  = diámetro de flancos

$d_3$  = diámetro del núcleo



$d_s$  = diámetro de la sección

$\alpha$  = ángulo de la hélice de la rosca

$\rho'$  = coeficiente de rozamiento

$\sigma_{eq}$  = tensión equivalente

y  $\sigma_{adm'}$  corresponde al 90% del límite elástico del material.

Según las dimensiones especificadas en las tablas de tornillos normalizados [5] se tiene que,

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{18,376 + 16,933}{2} \right)^2 = 244,79 \text{ mm}^4$$

$$\rho' = \arctg(0,173) = 9,82$$

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho') = \operatorname{tg}(2,5 + 9,82) = 0,22$$

$$d_s = \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = 17,66 \text{ mm}$$

Sustituyendo cada elemento de la ecuación se llega a,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left( \frac{8800}{244,79} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{8800 \cdot 18,376 \cdot 0,218}{2\pi \cdot \frac{17,65^3}{16}} \right)} = 45,72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm'} = 0,9 \cdot \sigma_e \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$\text{y por tanto } \sigma_e = \frac{45,72}{0,9} = 50,8 \text{ MPa} \quad (3/6)$$



### 3.5.2.2. Cálculo de la presión admisible en la rosca

A continuación se procede al cálculo de la presión admisible en los flancos de la rosca. Estos cálculos se realizan utilizando la fórmula descrita en [4],

$$p = \frac{F \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot m \cdot H_1} \leq p_{adm}$$

$p$  = presión admisible en la rosca

$P$  = paso de la rosca

$m$  = altura de la tuerca

$H_1 = 0,54127 \cdot P$

Siendo  $P = 2,5$  mm,  $F = 8800$  N,  $d_2 = 18,376$  mm,  $m = 30$  mm y  $H_1 = 0,54127 \cdot P = 1,353$  mm, entonces se llega a un valor de  $p$ ,

$$p = \frac{8800 \cdot 2,5}{\pi \cdot 18,376 \cdot 30 \cdot 1,353} = 9,39 \text{ MPa}$$

Según [4] (página 231) se ve que el valor de  $p$  es inferior al admisible, por tanto se puede decir que el arrancamiento de la rosca no se producirá, ya que los valores de la presión admisible oscilan entre  $5 \leq p_{adm} \leq 15$  MPa.

### 3.5.2.3. Altura mínima de la tuerca

Es importante también, comprobar que la altura que tiene la tuerca es la correcta, ya que de lo contrario se podrían producir problemas en su funcionamiento, tales como la deformación de la rosca o la rotura de la misma. Para ello se hace referencia al apartado que habla sobre estos aspectos en [4] (página 231).

El caso más desfavorable es que  $m \geq 1,4 \cdot d$ . Por tanto,  $m = 28$  mm y por tanto vemos que cumple especificaciones.





#### 3.5.2.4. Fenómeno de la autoretención

Las fuerzas axiales aplicadas sobre las garras que se transmiten mediante el soporte al husillo, crean un momento de giro que puede llegar a producir la rotación involuntaria del mismo. Como consecuencia es importante estudiar el fenómeno de autoretención ya que de esta manera podemos asegurar que no se producirá ningún tipo de accidente cuando un usuario se disponga a utilizar esta herramienta de trabajo.

Para ello nos basamos en las ecuaciones formuladas en [4] (página 217) donde se especifica que, la fuerza axial  $F$  provoca un momento de giro en la rosca. Por tanto se ha de cumplir que la fuerza tangencial  $F_u$  sea negativa para que se produzca la autoretención.

$$F_u = F \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho') \leq 0 \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Efectivamente se comprueba esta condición,

$$F_u = 8800 \cdot \operatorname{tg}(2,5 - 9,82) = -1130,43 \text{ N}$$

Por tanto se puede asegurar que se produce este fenómeno y que este útil es seguro cuando se proceda a trabajar con él.

### 3.6. Cálculo de los esfuerzos mediante elementos finitos

En este apartado se va a proceder a analizar el útil que se ha prediseñado mediante elementos finitos. Con esta herramienta de trabajo se puede llegar a simular de forma muy fiable, siempre y cuando las condiciones de geometría, enlace, etc. sean las correctas. Hasta ahora todos los cálculos hechos consideran una situación muy idealizada y no tienen en cuenta efectos como los que se producen (acumulación de tensiones en aquellos lugares de disminución de secciones o entallas).

Primeramente, con los dibujos realizados en 3D se exportan a un formato compatible con el programa de simulación, para que éste los importe de forma directa. Se han simplificado aspectos de la geometría como pueden ser roscas, redondeos, etc. ya que suelen dar problemas a la hora de generar el modelo en el programa de elementos finitos. No es un aspecto relevante ya que este tipo de modificaciones no afectan a los valores finales de estudio en la pieza.



Una vez importado el dibujo se procede a definir los elementos de los que va a estar constituida la pieza. En este caso concreto los elementos escogidos son del tipo SOLID92, elementos estructurales sólidos tetraédricos de diez nodos (Ver figura 3.13). El criterio de selección de estos elementos ha sido que tienen un comportamiento cuadrático que se adaptan muy bien para mallas de geometría variable. Los nodos tienen tres grados de libertad, uno en cada dirección de los ejes.

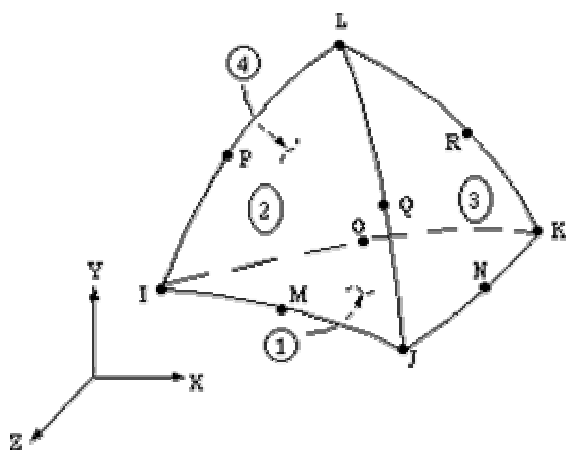


Fig. 3.13. Elemento del tipo SOLID92 (Fuente: ANSYS/ED 5.5)

Una vez se ha aplicado el tipo de elemento de que se compondrá nuestra pieza, se procede a determinar las propiedades del material. Los valores que se han de introducir al programa son el módulo de elasticidad del material y el coeficiente de Poisson. En ambos casos como las piezas a estudiar serán de fundición nodular, sus valores respectivos son  $E_x = 168 \text{ GPa}$  y  $\chi = 0,275$ .

Posteriormente a esta operación se procede al mallado de la pieza. Esta tarea es importante y se ha de seguir una pauta consecuente. En aquellos lugares donde nos interese ver (de forma más precisa) el comportamiento de la pieza se ha de realizar un mallado más “fino”, es decir que haya un mayor número de elementos por unidad de volumen. Ya que así de esta forma se tiene mayor información y unos resultados más homogéneos entre elementos. Por otra parte, en aquellas zonas que no sea relevante su comportamiento, el mallado puede ser más “basto”. Esto se hace porque tener una malla con un número elevado de elementos (que pueden ser no necesarios) no nos va a aportar mayor información y además hace que la simulación sea más lenta, ocupe mayor espacio, etc.

Una vez se ha mallado la pieza se han de imponer el tipo de análisis que se realiza (estático, dinámico...), las condiciones de enlace, las fuerzas, momentos, etc. a las que se ve sometida.



Realizados estos pasos, sólo queda que el programa actúe y nos calcule todas las ecuaciones que se le han impuesto de forma gráfica. Acabado el proceso de simulación se puede tener información como las reacciones que se obtienen, las tensiones en diferentes direcciones de los ejes, la tensión de fallo de Von Mises (la que se utilizará para el criterio de diseño del útil), los valores de desplazamiento producidos en cada dirección, así como sus máximos, mínimos...

### 3.6.1. Análisis mediante elementos finitos de la garra (pieza 1)

Este subapartado contiene el análisis de la pieza 1. Los resultados se pueden interpolar a la pieza 2 debido a la casi simetría que presenta con la pieza 1. La única diferencia existente entre sendas garras es la altura del apoyo del muelle, cota que no es influyente en el modelado mediante elementos finitos.

Primeramente se ha importado el modelo en 3D del programa Solid Works y se ha creado el volumen de la pieza automáticamente (Ver figura 3.14)

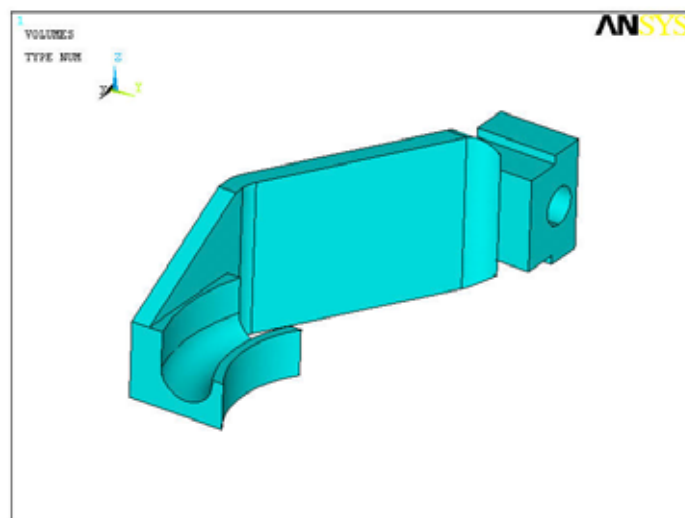


Fig. 3.14. Resultado de la importación de la pieza 1 al programa Ansys

Hay que destacar que estas garras contienen ciertos radios de acuerdo, ya que en su proceso de fabricación (detallado en el capítulo 3.7) se realizarán mediante fundición. Por tanto, ya se pueden observar aquí las modificaciones respecto el prediseño hecho.

A continuación se procede, como se ha comentado anteriormente, a definir los tipos de elementos (del tipo SOLID 92) de los que va a estar constituida la pieza y las propiedades del material.



Acto seguido se genera el mallado (figura 3.15). Como se ha dicho anteriormente, no es aconsejable hacer un mallado muy fino en aquellos lugares que no sea necesario ya que no aporta mayor información y además ralentiza en proceso de cálculo. En aquellas zonas donde no es muy importante el estudio del comportamiento de la pieza se ha dejado un mallado más basto. Éste lugar es la zona extrema de la pieza, es decir donde se apoya el muelle (parte izquierda de la figura 3.15).

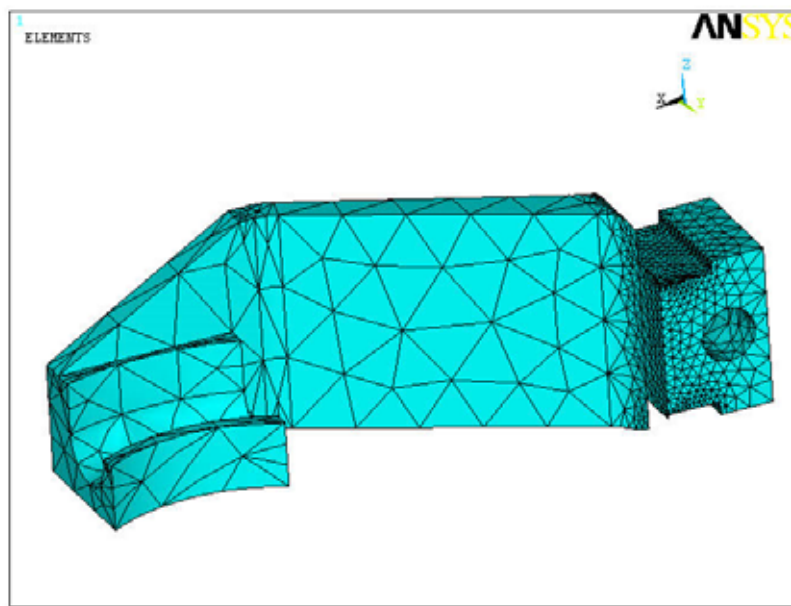


Fig. 3.15. Mallado de la pieza 1

Como se puede ver en la figura anterior, la zona crítica de estudio es aquella sección que separa la parte de la pieza que desliza por los soportes (piezas 3 y 6) de la parte que podría denominarse como “brazo” o parte que queda en voladizo. Ésta es la que transmite los esfuerzos generados por la compresión del muelle y es aquí donde interesa aplicar un mallado más fino para así poder obtener mejor información de los resultados. Se puede ver que en esta zona efectivamente el mallado es mucho más fino que en el resto de la pieza (figura 3.16).



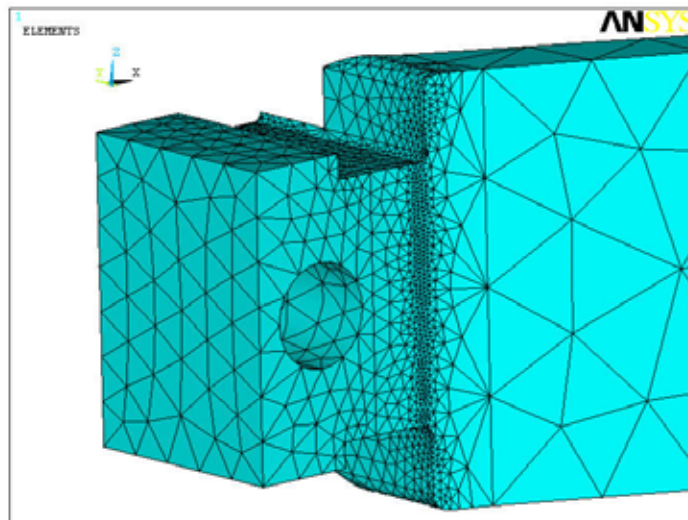


Fig. 3.16. Detalle del mallado de la pieza 1 en la zona crítica

El tipo de análisis para realizar la simulación es de tipo estático. Las garras trabajan cuando se comprime el muelle y una vez se llega a esta situación el útil no se vuelve a mover hasta que no se realiza el desmontaje de la suspensión. Por tanto es lógico este tipo de análisis.

Consecutivamente se ha de imponer la fuerza que el muelle ejerce sobre la garra. Ésta va en dirección del eje Z pero en sentido negativo (según ejes de la pieza), ya que se está simulando una de las garras que va en la parte inferior del útil. Destacamos que la fuerza aplicada en cada garra es la mitad de la fuerza escogida para el diseño debido a la simetría que presenta. Por tanto, la fuerza a aplicar sobre la garra es  $F/2$ , cuyo valor es de **4400 N**. Este valor se aplica en la zona de asentamiento del resorte como indica la figura 3.17.

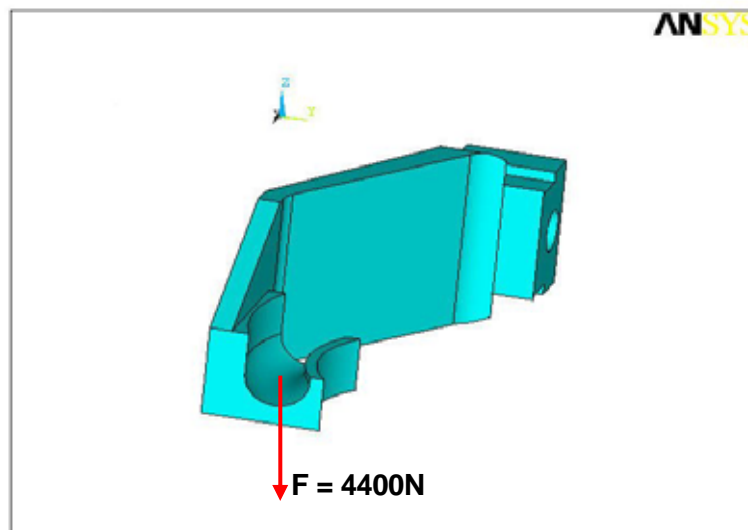


Fig. 3.17. Fuerza  $F$  aplicada en el alojamiento del muelle



Una vez especificado el tipo de análisis y la fuerza aplicada, se asignan las restricciones de desplazamiento o condiciones de enlace. No hay que fijar más condiciones de las necesarias ya que se impide que la pieza se deforme en todas las zonas impuestas y por tanto, que las tensiones, deformaciones,... en aquellos elementos sean nulas, fenómeno que podría encubrir los resultados óptimos para el diseño. Viendo el conjunto del útil se puede ver fácilmente que los enlaces están en la zona de deslizamiento de la garra con el soporte. Es aquí donde se impondrán dichas restricciones. Se parte de la hipótesis que los enlaces son de tipo superficial ya que son piezas que se ajustan entre sí (la calidad es IT8, [6]). Para obtener resultados más conservadores las restricciones sólo se impondrán en 4 superficies. Como se puede ver en la figura 3.18, en la superficie 1 y 2 queda restringido el movimiento de translación en el eje X y en la superficie 3 y 4 se hace en el eje Z. Para que cuando se produzca la simulación no haya ningún tipo de problema de que el programa se comporte de forma no deseada, se ponen cuatro enlaces puntuales en el agujero de la rosca que impiden el movimiento en el eje Y.

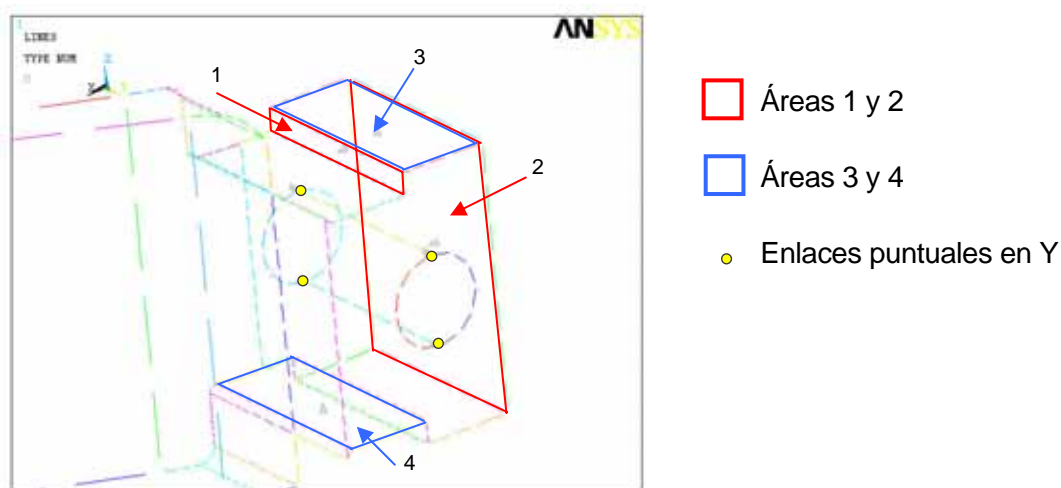


Fig. 3.18. Detalle de las restricciones impuestas a la pieza 1

Ahora tan sólo queda que el programa empiece a simular para darnos la información solicitada. Una vez ha simulado se entra en el post-procesador para poder obtener todos los resultados que nos permite Ansys.

La interpretación de resultados se empezará con una primera vista general obtenida de las reacciones. Éstas vienen mostradas gráficamente de forma vectorial, y además el valor de las mismas está relacionado con los módulos de los vectores que aparecen. Como se puede ver en la figura 3.19, vemos que las magnitudes obtenidas son del todo lógicas.



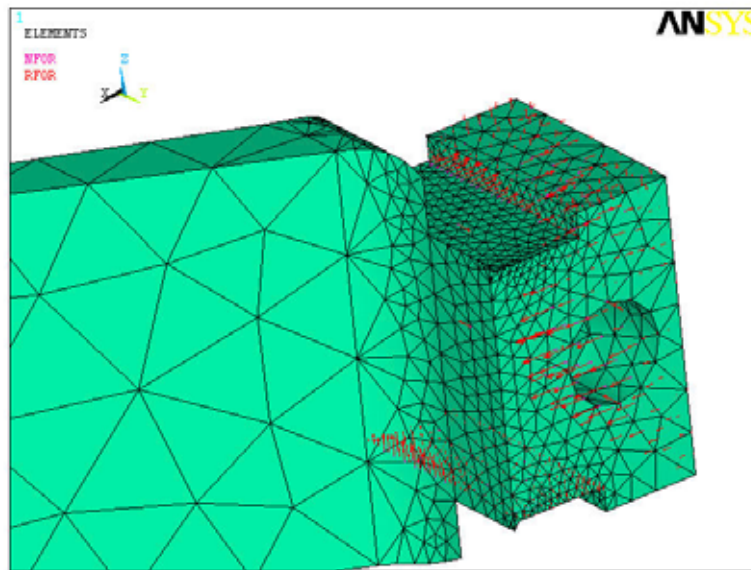


Fig. 3.19. Reacciones obtenidas en la pieza 1

Se puede ver que en las superficies 1 y 2 se producen unas reacciones en el sentido del eje X. En el área 1 las reacciones son mayores debido a que la sección que ha de soportar los esfuerzos es menor. En el área 2 las tensiones se distribuyen de forma más uniforme. En la superficie 3 y 4 las tensiones se distribuyen de forma uniforme en el sentido de las “Z”, resultado del todo predecible. Hay que destacar que la zona donde más sollicitación existe es en el plano 4 por la parte de la unión. Esto es del todo lógico ya que esta zona es por donde viene el “brazo” de la garra y por tanto, donde se van a ser mayores las reacciones.

Otro punto de vista importante es ver la deformación que sufre la pieza y los corrimientos producidos. Es fácil obtener esta información aplicando el comando apropiado. No obstante indicamos que en la figura 3.20 se puede observar la deformación sufrida por la pieza con respecto a su forma original antes de estar sometida a ninguna carga. Como es lógico, la zona donde más desplazamientos hay es en el extremo, exactamente donde se apoya el muelle. La flecha máxima tiene el valor (que viene indicado en la pantalla de resultados) de **DMX = 1,561 mm**. Este valor es un valor bueno ya que la flexión producida por la pieza prácticamente no se aprecia visualmente. Este factor es importante, ya que si la magnitud es muy elevada podría llegar a provocar sensación de poca seguridad e incluso de la posible rotura del útil, causando una sensación de pánico en el usuario.





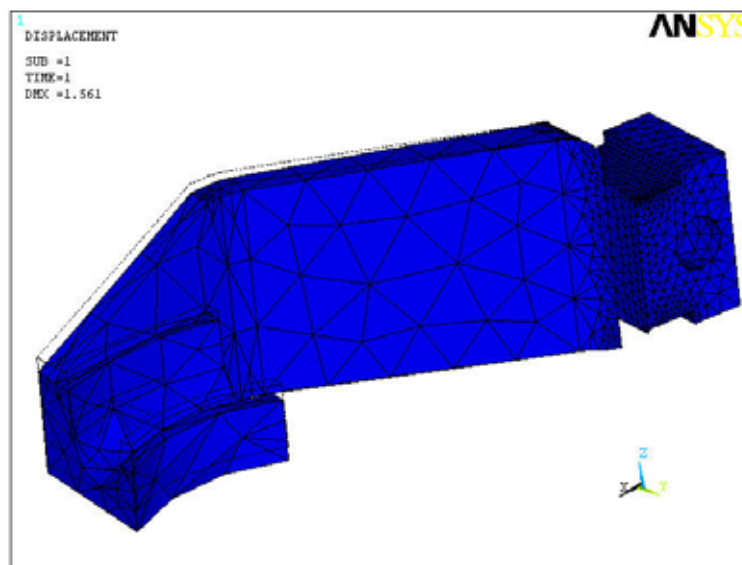


Fig. 3.20. Deformada de la pieza 1

Estos desplazamientos pueden representarse gráficamente mediante una representación vectorial (figura 3.21). Siendo el módulo del vector proporcional al valor del corrimiento. Efectivamente se puede ver que en la zona donde se aloja el muelle los desplazamientos son mayores.

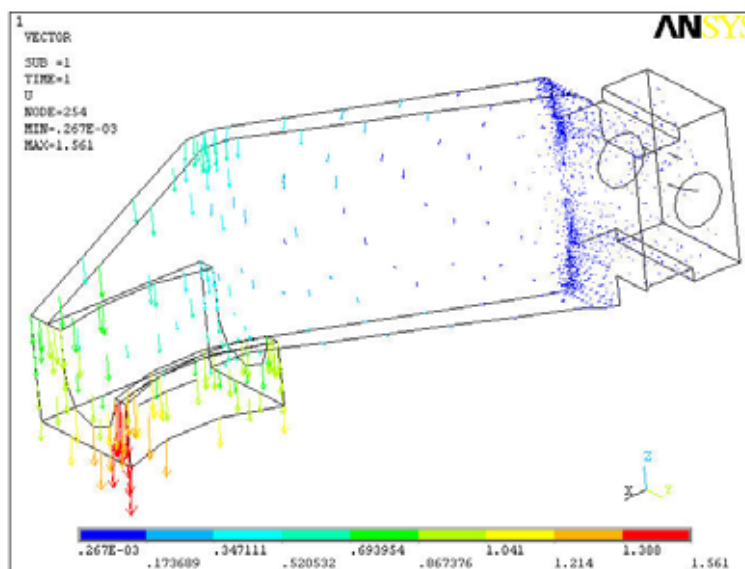


Fig. 3.21. Desplazamientos en forma vectorial de la pieza 1

A continuación se procede a evaluar las tensiones de Von Mises. Como se ha dicho anteriormente, estos valores serán los que van a ayudarnos a determinar las secciones críticas de la pieza (que se asemejarán con los evaluados en el punto 3.5.1). Además





podremos evaluar aquellos puntos cuyas tensiones nos van a marcar una pauta para la selección del material del útil. A continuación se muestra una primera imagen del resultado generado por Ansys (figura 3.22).

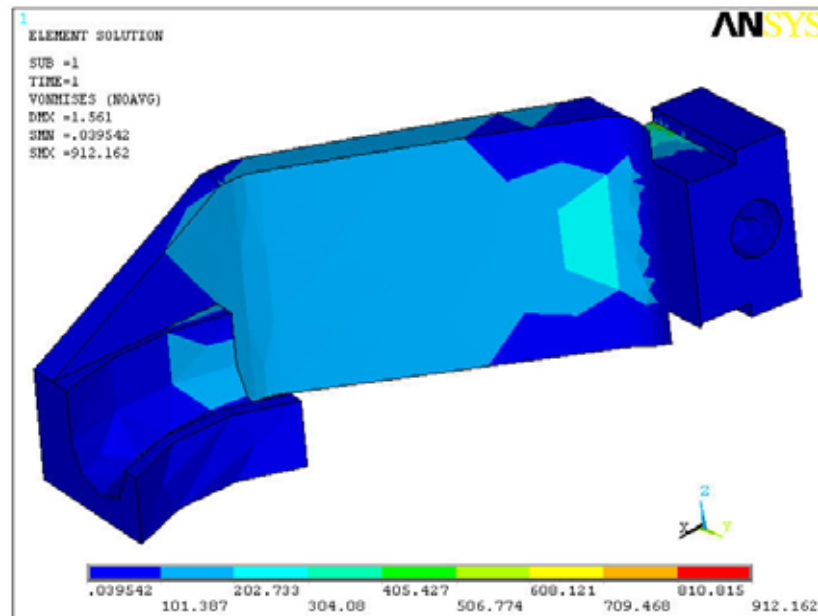


Fig. 3.22. Vista general de las tensiones de Von Mises

Para una mejor visualización de la distribución de tensiones de Von Mises, se harán varias representaciones con diferentes escalados de los esfuerzos. Ya que el programa por defecto representa todos los valores. Además el valor de 912,16 MPa es de una zona muy puntual y hace que el rango numérico por donde oscilan las tensiones mayoritariamente no se distinga muy bien. Para solucionar este problema se hace un escalado del mapa de tensiones imponiendo que la tensión máxima sea de 600 MPa y en aquellos lugares que sea mayor quedará en color gris. Para disminuir posibles casos singulares en los que los elementos, debido a su geometría y condiciones de enlace, tomen valores demasiado elevados (y por tanto, carentes de sentido), se realiza una representación con la media de los valores; es decir que si hay dos elementos colindantes en los que la diferencia numérica es grande el programa realiza una media para intentar simular el comportamiento real. No obstante, si aún el valor es desproporcionado comparado con los elementos colindantes, es del todo lícito despreciarlo, ya que no nos da una información fiable. En la figura 3.23 se ve la misma vista que la anterior pero con los cambios mencionados.



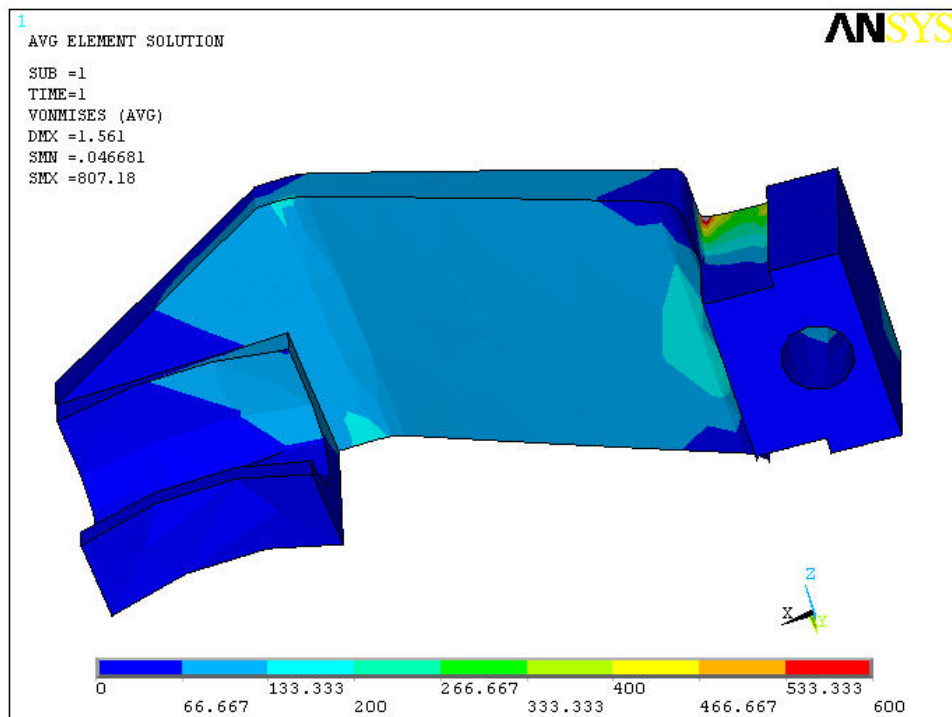


Fig. 3.23. Vista general tensiones de Von Mises promediadas

Ahora es fácil ver cómo se distribuyen dichas tensiones a lo largo de la pieza. Desde la parte donde se aloja el muelle hasta unos milímetros antes de la zona que desliza por los soportes, se puede distinguir que los valores de tensiones pueden oscilar aproximadamente los 150 MPa. Hay zonas como donde se produce el cambio de curvatura que estos valores pueden aumentar hasta los 200 MPa. La parte donde se acumulan más las tensiones y por tanto, es crítica (como ya se había hecho una premisa en 3.5.1) es la sección que une la zona que desliza por el soporte del resto de la pieza. En la figura 3.24 se hace una visualización de las tensiones hasta un valor máximo de 175 MPa para ver con más precisión su distribución.



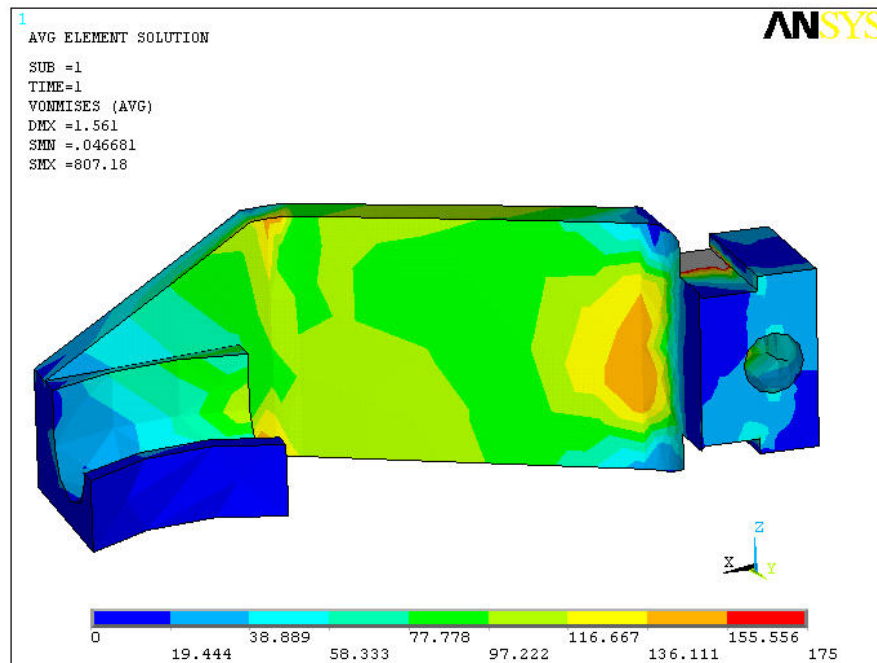


Fig. 3.24. Tensiones de Von Mises hasta un valor de 175 MPa

Se ve claramente que los valores rondan los 100 MPa y que en la sección mencionada se acumulan por el efecto de disminución de la sección. Al mismo tiempo la parte de la zona de la pieza que desliza por el soporte tiene valores más elevados del máximo impuesto ahora. Por estos motivos mencionados, se va a estudiar minuciosamente esta zona crítica ya que el resto se observa ver que no presenta ningún tipo de problema en cuanto a diseño se refiere. La figura 3.25a corresponde a un detalle de esta sección. Se puede ver que hay dos puntos donde la tensión ronda los valores máximos. Estos puntos son aquellos donde hay una pequeña entalla. Se deben estudiar minuciosamente para ver la relevancia que tienen ya que podría tratarse de alguna singularidad y camuflar resultados influyentes para el diseño de la pieza. En la figura 3.25b se muestra la misma zona de la pieza pero hasta un valor máximo de 600 MPa. Ahora las dos zonas donde se producen estos valores tan altos son muy puntuales y que de tener una tensión que ronda los 600 - 700 MPa pasa al valor máximo de 807,18 MPa. Por ello estos puntos van a ser estudiados con más detenimiento a continuación (ver figuras 3.25c y 3.25d).



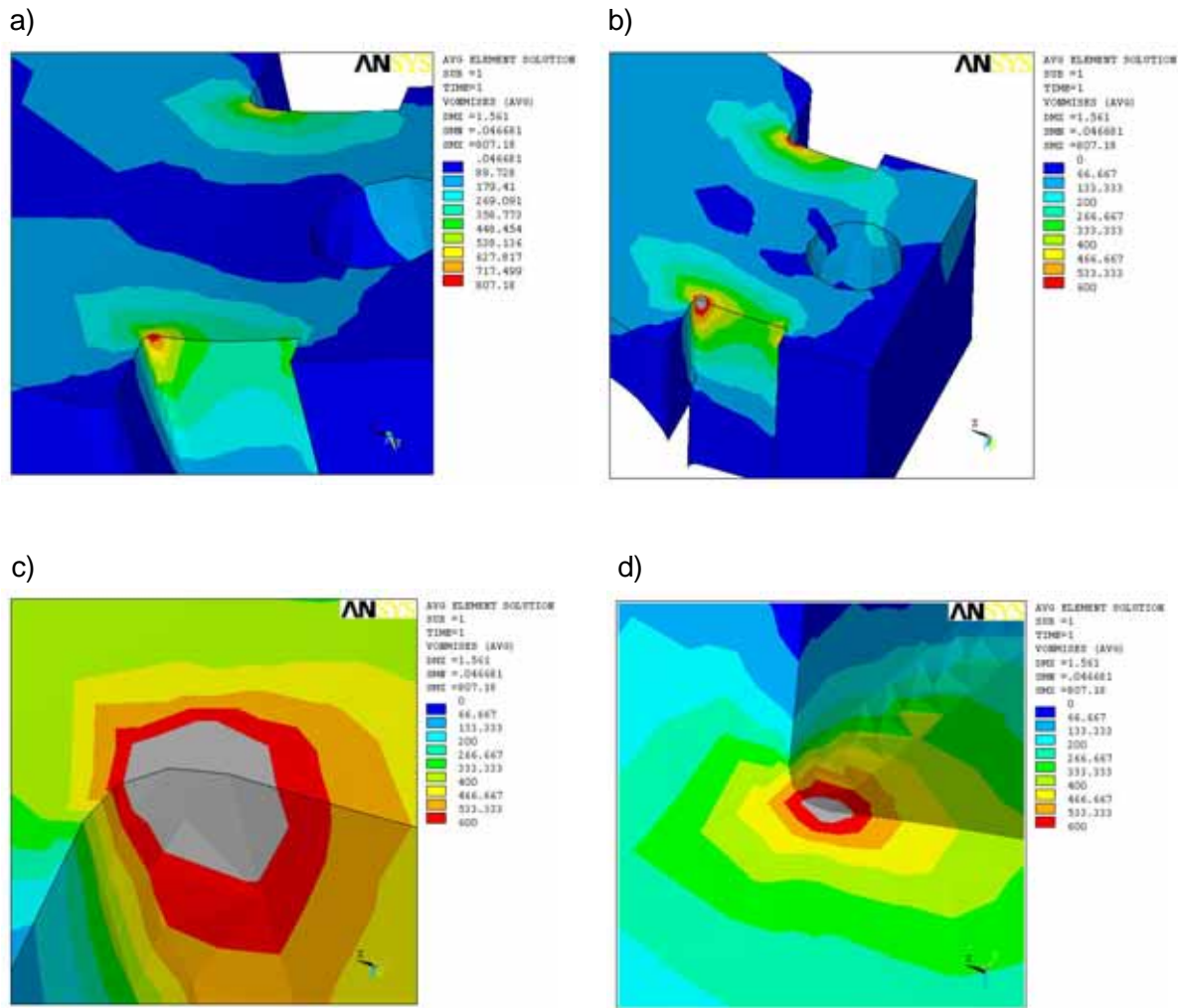


Fig. 3.25. Tensiones de Von Mises. Detalles de las secciones críticas.

Para poder establecer un criterio en el que se pueda indicar que los puntos donde la tensión está por encima de los 600 MPa son singulares, se va a hacer una evaluación de los valores de las tensiones en los elementos colindantes. Así si se encuentran valores muy dispares entre ellos se podrá llegar a esta conclusión. Esta teoría es válida también porque la zona que se va a evaluar tiene un mallado muy fino, es decir que hay una gran cantidad de elementos por unidad de volumen de la pieza. Entonces es lógico pensar que si se produce una gran diferencia de valores en muy poca variación de volumen estamos delante de una singularidad.



En la figura 3.26 hay que distinguir dos aspectos: el primero es que los colores representados corresponden como ya se ha dicho a la media de las tensiones y el segundo, que los valores indicados corresponden a las tensiones calculadas en los nodos de cada elemento sin hacer la media.

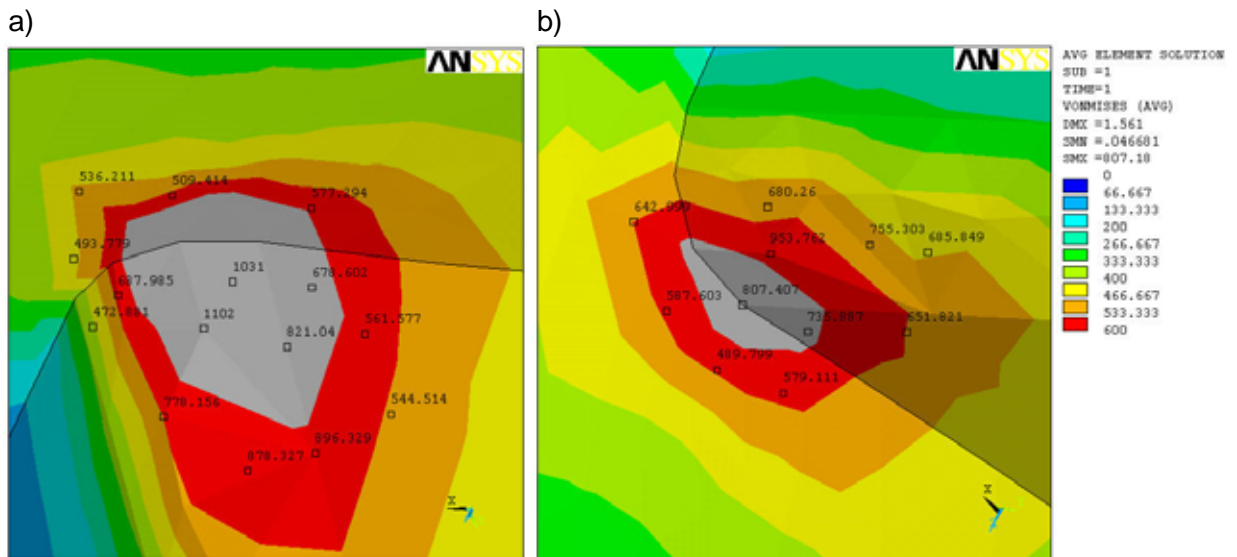


Fig. 3.26. Tensiones de Von Mises. Detalles de las secciones críticas

En la figura 3.26a se puede ver que hay varios elementos en los que hay nodos que pueden llegar a los 1000 MPa. Pero si nos fijamos detenidamente se observa que en un mismo elemento en sus otros nodos toman valores que rondan los 600 - 700 MPa. Este hecho nos indica que esta zona es singular, ya que se produce una diferencia elevada en muy poco espacio de la pieza (esta zona puede representar en tamaño real unos 6 mm<sup>2</sup>). En 3.26b sucede exactamente lo mismo pero aquí el tamaño real es todavía más pequeño (4 mm<sup>2</sup>) por tanto es lógico también descartar esta serie de elementos por el mismo motivo que antes. Por tanto se ve que estas dos zonas se pueden descartar y tomarlas como puntos singulares, ya que nos están dando información que no es fiel. Sí es verdad, que en estos lugares se acumulan tensiones pero se ha visto que el aumento va de unos 100-150 MPa (vista general de la pieza) hasta unos aproximadamente **600 MPa (3/7)**. Este valor será el que nos condicionará cuando se proceda a la selección del material; y se le añadirá, para establecer un criterio conservador, un coeficiente de seguridad.



### 3.6.2. Análisis mediante elementos finitos del soporte (pieza 3)

En este punto se va a analizar el comportamiento del soporte donde se alojan las garras (piezas 1 y 2). Este análisis es válido tanto para el soporte móvil (pieza 3), como para el fijo (pieza 6) ya que sendas piezas son iguales excepto que el soporte móvil tiene una pestaña en su parte posterior para poder ser cogido por un tornillo de taller y quedar sujeto (figura 3.2).

El estudio se desarrolla análogamente al de la garra. Primeramente se importa el cuerpo 3D creado en Solid Works (figura 3.27) y se eliminan aquellos detalles insignificantes en cuanto a resultados finales como pueden ser roscas. También se ha eliminado el agujero donde se aloja el tornillo de sujeción a la guía ya que aquí no se transmiten esfuerzos.

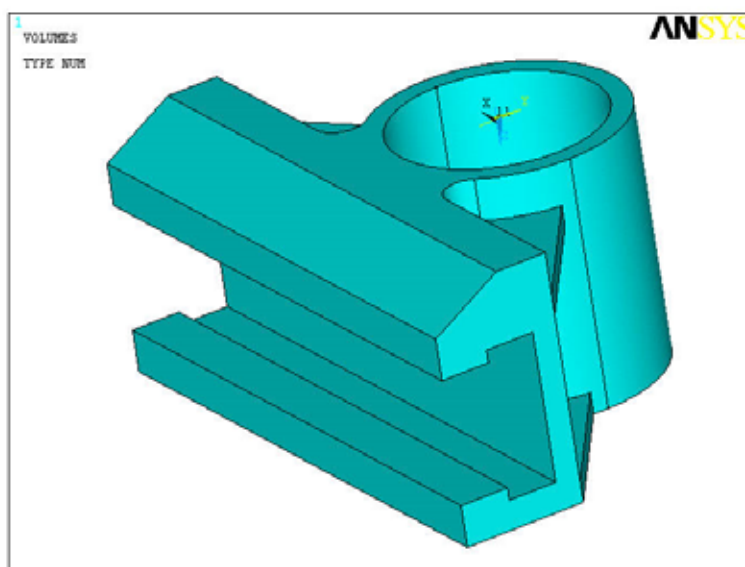


Fig. 3.27. Resultado de la importación a Ansys del soporte

Como se ha hecho en el punto 3.6.1 se procede a la definición del tipo de elementos de los que va a estar constituida la pieza (SOLID 92 elementos tetraédricos) y de las propiedades del material del soporte.

Ahora es cuando se procede a generar la malla de la pieza. Aquí también habrá zonas en las que habrá que poner más elementos por unidad de volumen. En este caso el mallado es más fino en la parte por donde deslizan las garras (ya que es donde se producirá una transmisión de esfuerzos) y también en la sección que separa el lugar donde se alojan las horquillas de la zona donde se alberga la guía. El resto de pieza se ha mallado automáticamente según criterio del programa. El detalle del mallado resultante se puede ver en la figura 3.28.





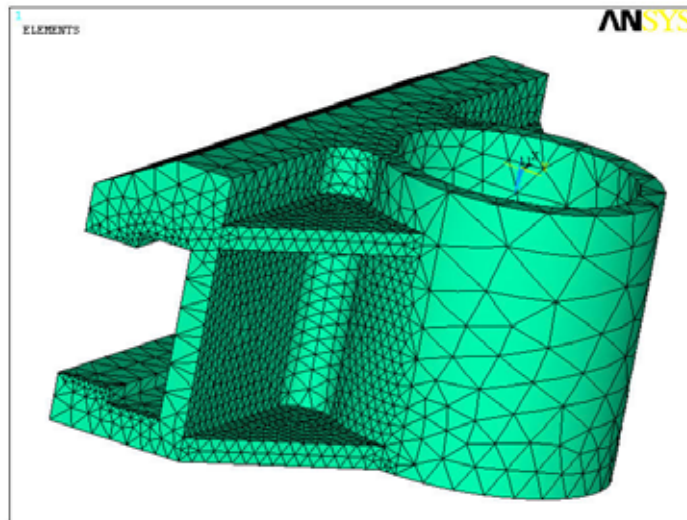


Fig. 3.28. Mallado del soporte. Varía en función de la sollicitación de la pieza

El tipo de análisis para esta pieza es también de tipo estático como en el caso anterior. Ahora se imponen las restricciones a las que está sometida. El útil consta de dos soportes, uno que está fijado a la guía y otro que desliza por ella. Es evidente que los soportes son piezas de gran importancia en cuanto a su comportamiento y seguridad ante la rotura. Por tanto, se va a hacer la simulación con la situación más desfavorable. Ésta se produce cuando el soporte está sometido a los esfuerzos producidos por las garras. Se hará la hipótesis de que se produce un contacto lineal (que impide el movimiento de la pieza radialmente) en la mitad del perímetro que está en contacto con la guía y en la mitad contraria en el otro extremo de la pieza (figura 3.29).

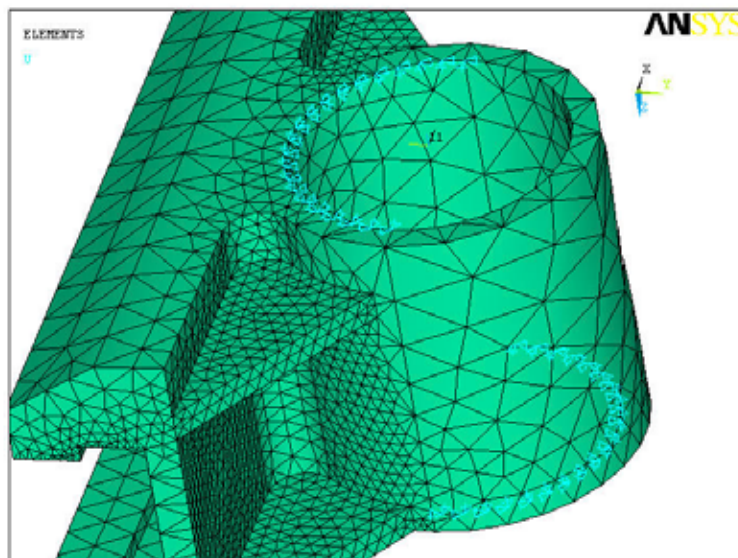


Fig. 3.29. Restricciones impuestas al soporte



Para incorporar los esfuerzos a los que va a estar sometido dicho soporte se aplican en cada extremo unas cargas distribuidas uniformemente que son equivalentes a las que le transmiten las garras cuando están sometidas a 4400 N. Las fuerzas equivalentes corresponden a las reacciones producidas en el soporte. Su cálculo es el siguiente:

$$F_{eq} = \frac{F \cdot L}{h}$$

Donde  $F$  es la fuerza aplicada a la garra de 4400 N,  $L$  es la distancia que hay de dicha fuerza hasta el lugar donde se producen las reacciones ( $L = 110$  mm) y  $h$  es la distancia que hay entre las dos reacciones ( $h = 36$  mm). De esta forma se obtiene la fuerza equivalente.

$$F_{eq} = \frac{4400 \cdot 110}{36} = 13\,444,44 \text{ N}$$

Estas fuerzas se repartirán uniformemente en cuatro, por tanto se aplicará en cada una un cuarto de la fuerza equivalente. En la figura 3.30 se puede observar cómo se aplican.

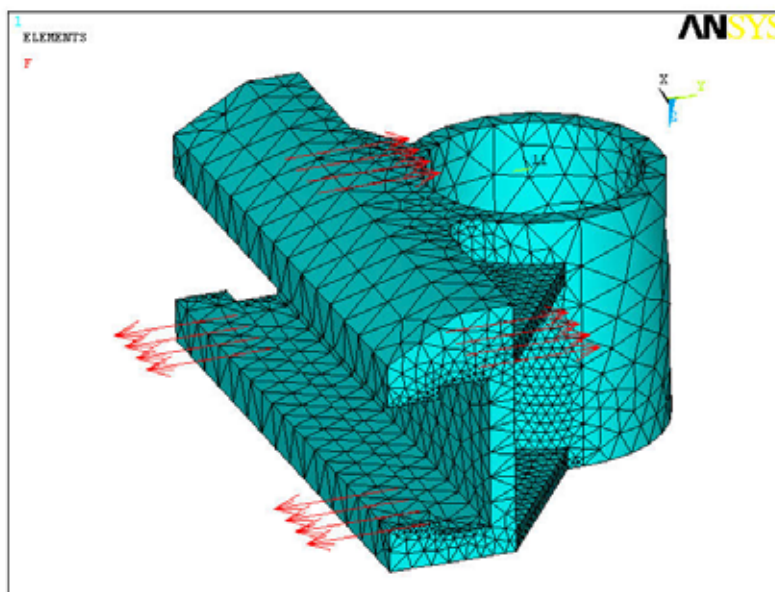


Fig. 3.30. Fuerzas equivalentes aplicadas al soporte

Ahora tan sólo queda que el programa simule toda la información que se le ha introducido. Como se ha hecho en el punto anterior inicialmente se van a ver las reacciones obtenidas para ver si los valores obtenidos son lógicos. Se puede comprobar (figura 3.31) que las reacciones se distribuyen radialmente como es lógico.





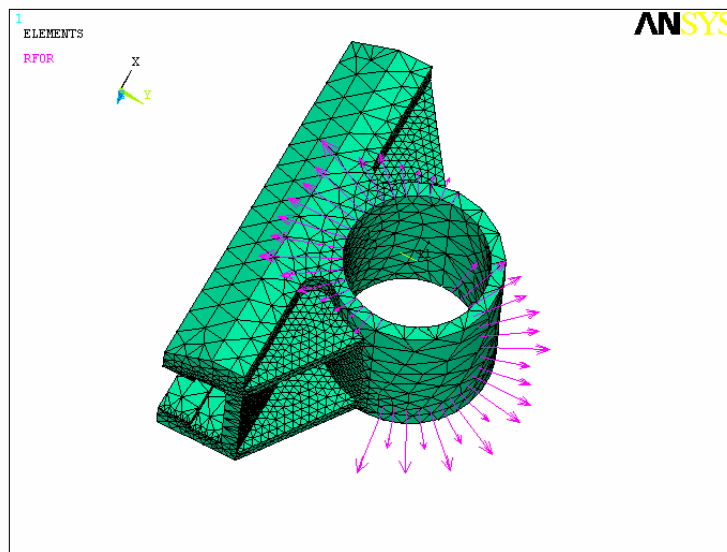
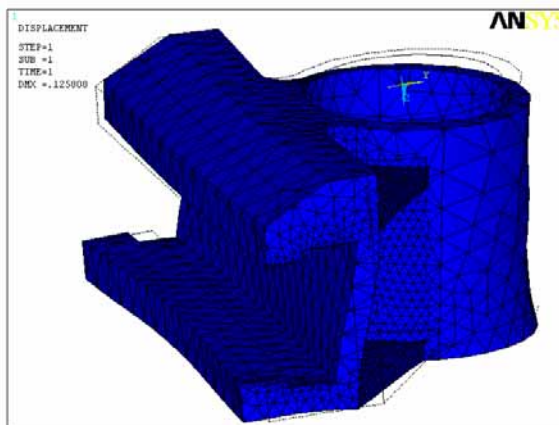


Fig. 3.31. Reacciones producidas en el soporte

También la representación de la deformación de la pieza nos es útil para ver como se comporta y los desplazamientos que se producen. En la figura 3.32 se puede ver como se deforma el soporte. Hay que notar que la deformación producida es coherente con las condiciones impuestas antes de la simulación.

a)



b)

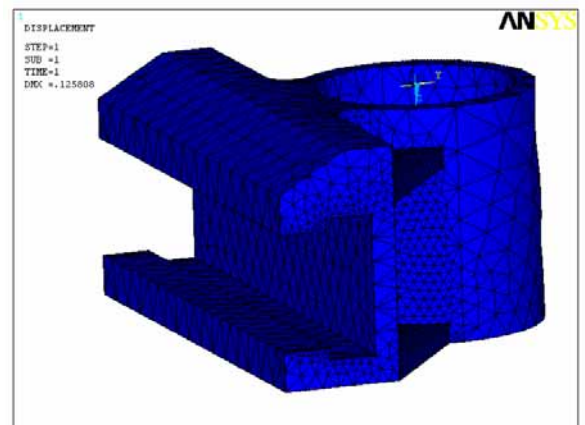


Fig. 3.32. Deformación del soporte

Según la figura 3.32a parece que el soporte sufre unas deformaciones muy elevadas. Basta con fijarse en la leyenda para ver que realmente no es así. El desplazamiento máximo producido es de **DMX = 0,13 mm** es decir que escasamente sobrepasa la décima de milímetro. Lo sucedido es culpa del escalado, ya que la deformación se auto-escala de forma



automática para poder apreciarla de forma más gráfica. En la figura 3.32b está con escala 1 es decir, tal y como se vería (realmente no se aprecia).

En la figura 3.33 se muestran los desplazamientos en forma vectorial producidos en el soporte.

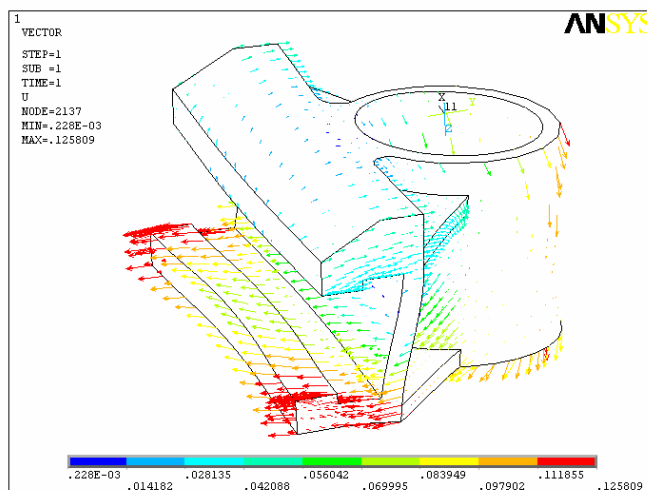


Fig. 3.33. Deformación del soporte

A continuación se procede al estudio de las tensiones de Von Mises que son las que nos ayudarán a determinar el criterio de selección del material. Inicialmente en la figura 3.34a se hace una representación de estos esfuerzos. Se puede ver que el valor máximo es de 474,11 MPa y está situado en la unión del refuerzo con la parte que se aloja en la guía. Es posible que este punto debido a su geometría sea un punto singular, por tanto también se hará una media de los valores para paliar este posible efecto (figura 3.34b).

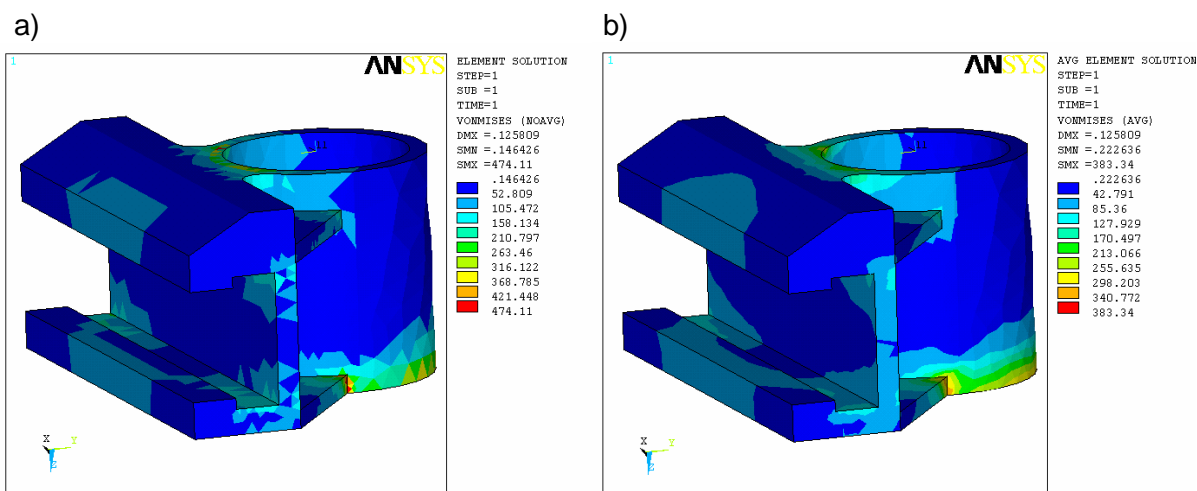


Fig. 3.34. Tensiones de Von Mises. Con y sin realizar el promedio.



Haciendo la media de los valores de cada elemento el valor de la tensión máxima ahora es de 383,34 MPa. Viendo las magnitudes de las tensiones que se dan, se puede descartar que haya ningún punto singular en esta simulación. Por tanto el valor encontrado máximo se da como válido. No obstante a continuación se dan algunas figuras más para una mejor visión de la distribución de tensiones en la pieza.

Veamos el comportamiento general de la pieza frente a las cargas que está sometida. Se observa que de forma general se producen tensiones que rondan los 100 - 200 MPa. En la zona que se apoyan y deslizan las garras las tensiones están también dentro de estos rangos de valores (figura 3.35). Las regiones que están por encima de los 200 MPa son aquellas donde se produce en el contacto de la guía con el soporte, fenómeno del todo lógico según se han impuesto las condiciones de enlace (zona de color gris de la figura 3.35).

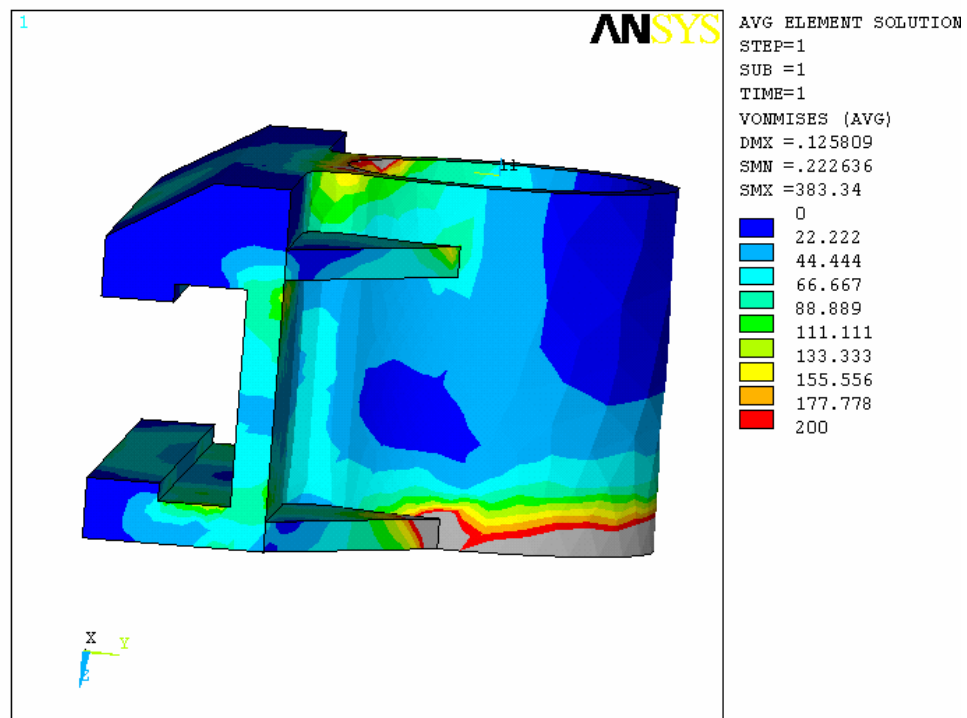


Fig. 3.35. Tensiones de Von Mises. Tensiones hasta 200 MPa



Para una mejor visualización de la acumulación producida de las tensiones de Von Mises en esta zona de la pieza, se muestra un detalle en la figura 3.36.

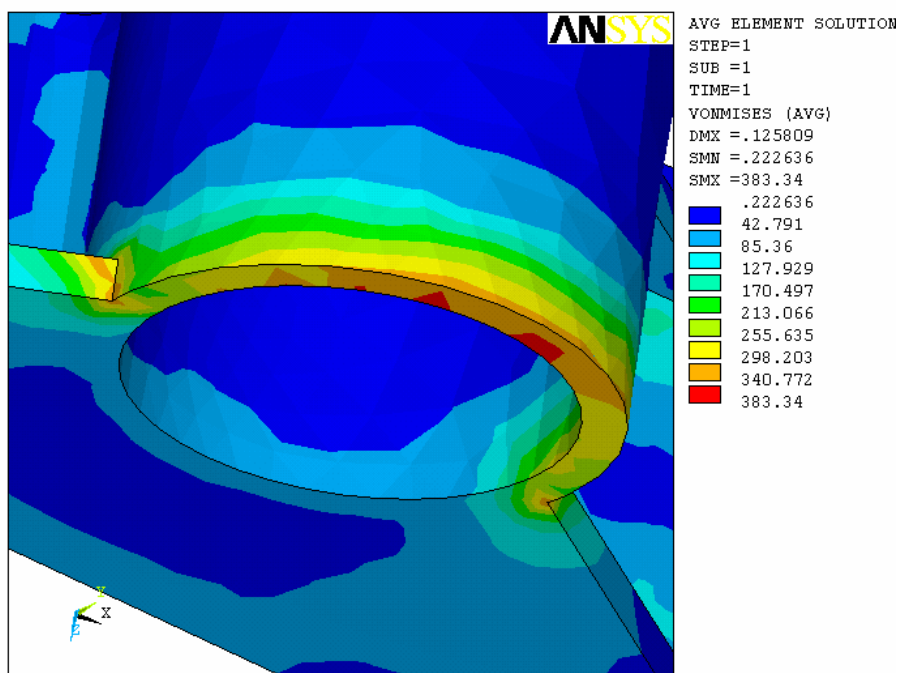


Fig. 3.36. Detalle de la parte más solicitada del soporte

Se puede concluir que el valor significativo para el diseño del soporte y para la correspondiente selección del material es de **383,34 MPa (3/8)**.

### 3.7. Selección de materiales

En este apartado se va a proceder a la selección de los materiales de los que va a estar compuesto dicho útil. También se comenta algún proceso de fabricación de la pieza en cuestión ya que puede ser de mucha ayuda y determinante para proceder a dicha selección.

Previamente se van a enunciar que las modificaciones fundamentales producidas respecto el prediseño establecido en 3.3 se realizan básicamente en las garras (piezas 1 y 2). Se ha reforzado el denominado brazo de apoyo donde se apoya el muelle, haciendo la sección crítica más ancha, con la finalidad de dar mayor rigidez (ver planos modificados en los anexos). El resto de útil no sufre ninguna modificación geométrica ya que no se considera necesario por no presentar ningún problema.



También hay que tener en cuenta que en aquellas partes como puede ser el husillo, roscas y la guía, han de ir adecuadamente lubricadas para así poder asegurar un correcto funcionamiento de los componentes y una prolongación de la vida del útil. El lubricante no ha de ser específico, puede ser una grasa base de aceite mineral

### 3.7.1. Garras (pieza 1 y 2)

El proceso de fabricación de esta pieza va a ayudar a determinar el material del que va a estar compuesta. Ya se ha comentado que se va a realizar mediante fundición. El motivo es fundamentalmente que la elaboración por otra vía resultaría muy costosa. Por ejemplo, si quisiéramos realizarla mediante mecanizado se tendría que partir de un bloque de acero de tamaño muy grande con lo que repercutiría en tener que realizar un gran número de operaciones en torno y fresa para llegar a la forma final. Esto lógicamente encarece mucho el producto. Sin embargo, la pieza se puede fabricar mediante fundición y aquellas cotas que son importantes (como puede ser la zona que desliza por el soporte) se mecanizan para garantizar un buen funcionamiento.

Una vez decidido que se realizará mediante el proceso de fundición, hay que ver el rango de valores de tensión equivalente que tenemos para hacer la selección del material. De los valores calculados y obtenidos con Ansys se puede realizar la tabla resumen que viene a continuación (tabla 3.2):

Referencia en el texto	$\sigma_e$ [MPa]
(3/1)	200
(3/2)	291,12
(3/3)	54,93
(3/7)	600

Tabla 3.2. Resumen de las tensiones equivalentes de las piezas 1 y 2.

Por tanto, el más crítico es el obtenido por Ansys cuyo valor es de 600 MPa. Para seguir con un criterio conservador se aplicará a este número un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$  (ya que los resultados generados en el programa de elementos finitos no lo hace). Entonces nos encontramos delante de un material cuyo límite elástico ha de ser de 900 MPa. Si nos dirigimos a la normativa europea EN1563 ([7]) que hace referencia a las fundiciones de grafito esferoidal, podemos encontrar que el material que necesitamos es aquel cuyo símbolo es **EN-GJS-900-2** y está numerado como **EN-JS 1090**. Esta material tiene una



resistencia a la tracción de 900 MPa, propiedades que se adecuan a los requerimientos de la pieza.

Este material se caracteriza por tener unas buenas propiedades mecánicas parecidas a las de algunos aceros al C, un módulo de elasticidad mayor que las fundiciones grises (por tanto, piezas más rígidas), una buena tenacidad (piezas resistentes a golpes o traqueteos), un buen amortiguamiento interno, una buena resistencia al desgaste y una aceptable resistencia a la corrosión (Información obtenida de [8]). Todas estas propiedades se adaptan muy bien a las sollicitaciones que van a estar sometidas las horquillas o garras.

### 3.7.2. Soportes (piezas 3 y 6)

Estas piezas también se fabricarán por fundición por los mismos motivos que las horquillas se fabrican mediante este procedimiento. Es decir, su fabricación por otras vías resultaría muy costosa ya que para llegar a la forma deseada se tendrían que realizar un gran nombre de operaciones.

Para ver qué tipo de fundición es la escogida, hay que ver los valores de límite elástico equivalente que se han calculado a lo largo de este trabajo. Según la geometría del soporte y su funcionalidad, se necesita que la fundición sea de grafito esferoidal ya que posee unas propiedades que se adaptan de forma óptima a la pieza. Del mismo modo, se ha de aplicar un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$  a aquellos valores que no se le haya aplicado, para establecer un criterio conservador ya que se está delante de una parte del útil que se ha de asegurar que no se romperá delante de las cargas con las que ha estado calculado. A continuación hay una tabla resumen de los valores calculados de la tensión equivalente del material,

Referencia en el texto	$\sigma_e$ [MPa]
(3/4)	60,40
(3/8)	383,34

Tabla 3.3. Resumen de las tensiones equivalentes de las pieza 3 y 6.

También se observa que el valor más crítico es el generado por Ansys en (3/7). A este valor como se ha hecho anteriormente se le ha de aplicar un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE} = 1,5$ , por consiguiente la resistencia a la tracción ha de ser igual a 575,01 MPa. Consultando otra vez la normativa europea EN1563 ([7]), la fundición que cumple con estas especificaciones es aquella cuyo símbolo es **EN-GJS-600-3** y está numerada como **EN-JS 1060**. Su resistencia a la tracción tiene como valor 600 MPa valor que todavía hace sobredimensionar algo más esta pieza.



### 3.7.3. Husillo (pieza 16)

Otra parte del útil cuyo material se ha estudiar detenidamente es el husillo. Esta pieza está sometida a los esfuerzos calculados en 3.5.2.1. Hay que tener en cuenta que debido a los esfuerzos sometidos y por tanto a la responsabilidad que tiene que se le ha de aplicar un coeficiente de seguridad elevado. Además también ha de ser una pieza muy resistente al desgaste y que esté debidamente lubricada para que no se produzca un gripaje al poco tiempo de haber usado el útil. Entonces si el límite elástico ha de ser de 50,8 MPa según (3/6) pero en este caso se le puede aplicar un coeficiente de seguridad  $\gamma_{SE}=2$ , así de esta manera hay que buscar un material que tenga como límite elástico 101,6 MPa. Además para proteger la superficie frente al desgaste, se le aplicará un tratamiento superficial, concretamente un templado superficial para obtener unas cualidades mecánicas elevadas en la superficie y por tanto una buena resistencia al desgaste. El material seleccionado es un F125 (4135 según AISI) ya que nos ofrece una buenas características mecánicas y de resistencia al desgaste.

### 3.7.4. Guía (pieza 9)

Otra pieza de importancia en cuanto a la selección del material es la guía por donde se alojan y deslizan los soportes. Esta está sometida a una tensión de 273,27 MPa (3/5). Entonces partiremos de un perfil tubular de diámetro exterior de 50 mm e interior 40 mm. Éste será de un acero que cumpla estas propiedades. El acero será cementado con el fin de poseer una superficie muy dura y al mismo tiempo un núcleo tenaz. El acero escogido corresponde a un acero de cementación 1010 según normativa AISI/SAE. Su resistencia a la tracción es de 400 MPa. Así de esta forma queda sobredimensionado pero aseguramos también una mejor durabilidad de la pieza.

### 3.7.5. Resto de las piezas

La selección del material en el resto de piezas que componen el útil viene detallada en los planos incluidos en los anexos. También puede consultarse en las tablas elaboradas en los presupuestos. En todos ellos se ha tenido en cuenta las solicitaciones a las que se encuentran y se ha escogido un material que aguanta con un amplio margen de seguridad.







## 4. Presupuesto

### 4.1. Introducción

En el presente apartado se expone de forma detallada el coste que para la empresa fabricante tiene el desarrollo del proyecto aquí expuesto. Este presupuesto se desglosa en diferentes “sub-presupuestos” detallados, correspondientes a la fabricación de cada pieza que compone el útil. En cada uno de ellos se especifican las diferentes operaciones para su fabricación con el tiempo que cuesta llevarlas a cabo y sus costes asociados. También hay que tener en cuenta los costes a amortizar como son los asociados a investigación y desarrollo, construcción y prototipos...Éstos últimos se imputan posteriormente.

### 4.2. Desglose presupuestario de los diferentes componentes del útil

En cada uno de los diferentes presupuestos que vienen a continuación se especifica, además de las operaciones para realizar la pieza, todas aquellas observaciones importantes para un mejor entendimiento.

Las unidades de diferentes magnitudes vienen ya indicadas en la celda superior. En el caso que las unidades sean diferentes a las que les pertenece según su situación, se indican en la misma celda las unidades correspondientes.

#### 4.2.1. Costes asociados a las piezas 1 y 2

Estas piezas que son prácticamente idénticas, tienen el mismo presupuesto asociado ya que para fabricarlas conllevan las mismas operaciones.

Al tratarse de piezas realizadas mediante fundición se ha de fabricar un molde y esto conlleva un gasto que se imputará en los costes a amortizar, ya que el valor es muy elevado. Respecto al resto de procedimientos, se destaca que en cuanto a las operaciones de fresa se recomienda crear un útil que permita posicionar la pieza para así reducir los tiempos de trabajo (para una producción media). También destacar que al útil se le realiza un pavonado para protegerlo mejor contra la corrosión y que la zona donde apoyará el muelle se plastifica para que no dañe la superficie de la espira. La masa de la pieza es de 0,45 Kg.

En la tabla 4.1 podemos verlo todo detallado:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		Fundición de grafito esferoidal <b>EN-JS 1090</b>	-	3 [€/Kg]	1,35
Operación en taller	Corte	No	-	-	-	-
	Torno	No	-	-	-	-
	Fresa	Sí	Fresar zona de deslizamiento con el soporte (piezas 3 y 6). Puntear y taladrar agujero para M14	8	0,6	4,8
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	Sí	Roscar agujero para M14	1	0,6	0,6
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	Sí	Bombo con piedras para pulir	1,5	0,2	0,3
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	3,6 [€/Kg]	-
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 [€/Kg]	0,54
	Plastificado	Sí	Plastificar zona de apoyo del muelle	-	1 [€/pieza]	1
<b>Total [€]</b>						<b>8,59</b>

Tabla 4.1. Presupuesto detallado piezas 1 y 2

#### 4.2.2. Costes asociados a las piezas 3 y 6

Como en el caso anterior sendas piezas tienen unos costes asociados idénticos, ya que la única diferencia que existe entre ambas es la pestaña para poder sujetarla a un tornillo. Cada pieza tiene una masa de 1,55 Kg. También se tratan de piezas de fundición pero los costes asociados a los moldes vendrán descritos en los costes a amortizar.



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		Fundición de grafito esferoidal EN-JS 1060	-	3 [€/Kg]	4,65
Operación en taller	Corte	No	-	-	-	-
	Torno	Sí	Mandrinar agujero de Ø50	5	0,6	3
	Fresa	Sí	Fresar zona de deslizamiento de las piezas 3 y 6. Fresar colisos para alojamiento de la pieza 14. Taladrar y puntear alojamiento del pasador (pieza 5)	20	0,6	12
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	Sí	Bombo con piedras para pulir	1,5	0,2	0,3
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	3,6 [€/Kg]	-
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 [€/Kg]	1,86
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>21,81</b>

Tabla 4.2. Presupuesto detallado piezas 3 y 6

#### 4.2.3. Costes asociados a las piezas 4 y 7

Estos tornillos tienen la misma geometría, por consiguiente tienen las mismas operaciones de fabricación. El peso de cada uno de ellos es de 0,11 Kg. El presupuesto asociado se presenta en la tabla 4.3:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)	-	1,2 [€/Kg]	0,132
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	Sí	Cilindrar Degollar Taladrar extremos	5	0,6	3
	Fresa	No	-	-	-	-
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	Sí	Electroerosión para realización de los hexágonos Roscar a derechas e izquierdas	5	0,6	3
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	Sí	Templado a 850°C en aceite y revenido en aire a 600°C. Dureza 235 HB	-	3,6 €/Kg	0,396
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	0,132
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>7,26</b>

Tabla 4.3. Presupuesto detallado piezas 4 y 7

#### 4.2.4. Costes asociados a las piezas 5, 8, 13 y 18

Estos pasadores como no están sometidos a esfuerzos elevados, se pueden fabricar con un acero de características medias. Igualmente como hay piezas que se van a fabricar con F125 (4135 según AISI/SAE) y los pasadores son pequeños, es lógico que se pidan del mismo material. La masa de cada uno de ellos es de 0,01 Kg. Las operaciones a realizar quedan descritas en la tabla 4.4:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material	F125 (4135 según AISI/SAE)		-	1,2 [€/Kg]	0,012
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	No	Cilindrar	1	0,6	0,6
	Fresa	No	-	-	-	-
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	Sí	-	-	3,6 €/Kg	-
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	0,012
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>1,22</b>

Tabla 4.4. Presupuesto detallado piezas 5, 8, 13 y 18

#### 4.2.5. Costes asociados a la pieza 9

De esta pieza se ha de destacar que tiene un peso de 1,51 Kg y también es muy importante que una vez se haya aplicado el tratamiento térmico, se realice un rectificado entre puntos para así poder paliar las posibles deformaciones sufridas en la cementación y así poder asegurar que las piezas 3 y 6 deslizan correctamente por la guía. En la tabla 4.5 podemos ver las diferentes operaciones:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		Acero de cementación 1010 según AISI/SAE	-	1,5 [€/Kg]	2,27
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	3	0,6	1,80
	Torno	Sí	Mandrinar alojamientos piezas 11 y 17	8	0,6	4,80
	Fresa	Sí	Mecanizar colisos Taladro de Ø10	15	0,6	9,00
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	Sí	Rectificar Ø exterior	10	0,6	6,00
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	Sí	Cementado hasta dureza HB66	-	3,6 €/Kg	5,44
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	1,81
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>31,11</b>

Tabla 4.5. Presupuesto detallado pieza 9

#### 4.2.6. Costes asociados a la pieza 10

Esta pieza tiene una masa de 0,14 Kg. El material utilizado es un F125 (4135 según AISI/SAE) templado y revenido. El motivo de este tratamiento es para endurecer la superficie de la rosca para evitar el desgaste que se pueda producir al rozar con el husillo. El resto de operaciones para llevar a cabo su realización se describen en la tabla 4.6:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)	-	1,2 [€/Kg]	0,168
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	Sí	Refrentar Cilindrar Mandrinar	6	0,6	3,6
	Fresa	Sí	Colisos para alojamiento de la pieza 14 Taladro para rosca de M4	6	0,6	3,6
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	Sí	Roscar para M4			
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	Sí	Templado a 850°C en aceite y revenido en aire a 600°C. Dureza 235 HB	-	3,6 €/Kg	0,504
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	0,168
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>8,64</b>

Tabla 4.6. Presupuesto detallado pieza 10

#### 4.2.7. Costes asociados a las piezas 11 y 17

Estas piezas también se van a realizar con F125 por el motivo ya expuesto anteriormente. Cada una tiene le corresponde una masa de 0,11 Kg. El resto de operaciones se detallan en la tabla 4.7:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)	-	1,2 [€/Kg]	0,13
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	Sí	Refrentar Cilindrar Mandrinar	3	0,6	1,8
	Fresa	No	-	-	-	-
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	-	-
	Trat. superficiales	No	-	-	-	-
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>2,53</b>

Tabla 4.7. Presupuesto detallado de las piezas 11 y 17

#### 4.2.8. Costes asociados a la pieza 12

La masa de esta pieza corresponde a 0,052 Kg. El material también va a ser el utilizado F125 (4135 según AISI/SAE). Las operaciones para llevarla a cabo se describen en la tabla 4.8:





		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material	F125 (4135 según AISI/SAE)			1,2 [€/Kg]	0,0624
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	Sí	Refrentar Cilindrar Mandrinar	3	0,6	1,8
	Fresa	Sí	Mecanizar hexágono e/c 24 Taladro Ø5 para pieza 13	4	0,6	2,4
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	-	-
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	0,0624
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>4,92</b>

Tabla 4.8. Presupuesto detallado de la pieza 12

#### 4.2.9. Costes asociados a la pieza 14

Estas piezas serán del material F125 (4135 según AISI/SAE). Su masa es de 0,012 Kg y las operaciones para llevarlas a cabo se resumen en la tabla 4.9:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subto tal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)		1,2 [€/Kg]	0,014 4
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	No	-	-	-	-
	Fresa	Sí	Mecanizar forma Taladros para rosca de M4	5	0,6	3
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	Sí	Roscar agujero para M4	1	0,6	0,6
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	-	-
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	1,2 €/Kg	0,014 4
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>4,23</b>

Tabla 4.9. Presupuesto detallado de la pieza 14

#### 4.2.10. Costes asociados a la pieza 16

Esta pieza tiene una masa asociada de 0,66 Kg. El material es un acero F125 (4135 según AISI/SAE). Debido a sus solicitaciones y forma de trabajar, es importante el tratamiento térmico. Las demás operaciones vienen descritas en la tabla 4.10:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)		1,2 [€/Kg]	0,792
Operación en taller	Corte	Sí	Serrar	1	0,6	0,6
	Torno	Sí	Cilindrar Refrentar	12	0,6	7,2
	Fresa	No	-	-	-	-
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	Templado superficial	-	1,2 [€/Kg]	0,792
	Trat. superficiales	Sí	Pavonado	-	3,6 [€/Kg]	2.38
	Plastificado	Sí	Roscar con rodillos	20	0,6	12
<b>Total [€]</b>						<b>23,76</b>

Tabla 4.10. Presupuesto detallado de la pieza 16

#### 4.2.11. Costes asociados a la pieza 19

La masa asociada a esta pieza es de 0,1 Kg. El material es F125 (4135 según DIN/AISI) por motivos económicos (al igual que se ha hecho con las demás piezas). Las características de fabricación vienen especificadas en la tabla 4.11:



		Sí/ No	Descripción de la operación	Tiempo [min]	[€/min]	Subtotal [€]
	Material		F125 (4135 según AISI/SAE)	-	-	-
Operación en taller	Corte	Sí	-	2	0,6	1,2
	Torno	Sí	Cilindrar Mandrinar Refrentar	3	0,6	1,8
	Fresa	Sí	Taladrar Puntear	3	0,6	1,8
	Quitar rebabas	No	-	-	-	-
	Soldar	No	-	-	-	-
	Varios	No	-	-	-	-
Operación fuera taller	Esmerilado por vibración	No	-	-	-	-
	Granallar	No	-	-	-	-
	Trat. térmicos	No	-	-	-	-
	Trat. superficiales	No	Pavonado	-	1,2 €/Kg	1,2
	Plastificado	No	-	-	-	-
<b>Total [€]</b>						<b>6,00</b>

Tabla 4.11. Presupuesto detallado de la pieza 19

#### 4.2.12. Costes asociados al resto de piezas

En resto de las piezas se resumen en la tabla 4.12 ya que se tratan de piezas comerciales y no precisan operaciones de fabricación. Esta tabla, diferente a las anteriores, muestra la designación de cada pieza, la cantidad necesaria para un útil y su coste asociado.

Pieza	Designación	Coste [€]	Cantidad	Total [€]
15	Tornillo comercial M4x7.	0,3	2	0,6
20	Prisionero comercial tipo Allen	0,5	2	1
21	Rodamiento rígido de bolas axial de simple efecto	1,7	2	3,4
<b>Total [€]</b>				<b>5</b>

Tabla 4.12. Presupuesto detallado de la pieza 19



#### 4.2.13. Costes a amortizar

A todos los costes descritos anteriormente hay que añadir el coste por desarrollo de la pieza, el coste del prototipo y los costes asociados a la fabricación del molde para realizar la fundición de las piezas 1, 2, 3 y 6.

El coste de estos últimos oscila en unos 24000 €. El hacer moldes para fundición tiene un coste que sólo es rentable cuando se fabrica un gran número de piezas, alrededor del millar. Lo que suele hacerse en el caso de productos que todavía no se desconoce qué tipo de aceptación tendrán en el mercado, es fabricar unas pre-series en las que el molde de fundición es de algún material desechable y tiene un coste mucho menor. El precio de estos primeros moldes ya viene incluido en el importe antes mencionado. Todos los costes a amortizar se resumen en la siguiente tabla:

Concepto a facturar	Coste [€]
60 horas de Investigación y desarrollo Precio hora: (40 €/h)	2400
Moldes para fundición	24000
Construcción de prototipos	235
Costes material oficina, teléfono, consumibles,...	3000
Gastos generales (5% del total)	281,75
<b>Total</b>	<b>29916,75</b>

Tabla 4.13. Presupuesto detallado de los costes a amortizar

Haciendo un estudio de mercado se prevé un volumen de ventas en el primer año de 100 unidades, y que se espera un crecimiento del 5% de unidades anual. Es decir que al cabo de cinco años se habrán vendido 553 útiles. Si estos costes se quieren amortizar en cinco años, tan sólo tendremos que dividirlos por el número total de útiles que se fabricarán en este tiempo. Es decir que el coste a amortizar por útil es de **54,1 € (Total I)**.



### 4.3. Costes totales de útil

Los costes totales del útil vendrán dados por la suma de los diferentes presupuestos detallados en los puntos anteriores. A continuación se puede ver en la tabla 4.14 un pequeño resumen y el valor total que costaría un útil. Hay que decir que a partir de los cinco años, parte de los costes a amortizar se convertirían en beneficios netos.

Pieza	Coste	Cantidad	Coste (€)
1	8,59	2	17,18
2	8,59	2	17,18
3	21,81	1	21,81
4	7,26	1	7,26
5	1,22	1	1,22
6	21,81	1	21,81
7	7,26	1	7,26
8	1,22	1	1,22
9	31,11	1	31,11
10	8,64	1	8,64
11	2,53	1	2,53
12	4,92	1	4,92
13	1,22	1	1,22
14	4,23	2	8,46
15	0,3	2	0,6
16	23,76	1	23,76
17	2,53	1	2,53
18	1,22	1	1,22
19	6	1	6
20	0,5	2	1
21	1,7	2	3,4
<b>Total II (€)</b>			<b>190,33</b>

Tabla 4.14. Tabla resumen de los costes de las piezas



A continuación se detalla una tabla resumen del conjunto de costes, y el precio final estimado de venta al público considerando un beneficio por útil de un 20%.

<b>RESUMEN DE COSTES Y PRECIO DE VENTA</b>	
Total I	54,10 €
Total II	190,33 €
Coste total del útil (sin I.V.A.): Total I + Total II	244,43 €
Coste total del útil (16% I.V.A.)	283,54 €
Precio de venta al público. (Beneficio de un 20%)	<b>340,25 €</b>

Tabla 4.15. Tabla resumen

Los útiles compresores mediante juegos de garras, existentes en el mercado, rondan habitualmente los 300 €. En este precio sólo incluyen habitualmente un solo juego de garras y los que se adquieran adicionales se han de pagar a parte. Es por ello que el precio de venta que tiene en útil diseñado es competitivo en el mercado, ya que si se considera el factor de versatilidad que éste presenta, puede llegar a ser más económico a largo plazo.







## 5. Impacto medioambiental

Hoy en día es importante tener en cuenta el impacto medioambiental que puede producir la fabricación de cualquier tipo de objeto. El objetivo es crear elementos que mejoren las condiciones de vida para la sociedad sin que el medioambiente salga perjudicado.

Este útil cumple con estos objetivos. Los materiales utilizados son metales y por tanto, no generan ningún tipo de residuo si la herramienta se desecha, ya que son 100% reciclables. La viruta producida en las diferentes operaciones de mecanizado para dar forma al útil también se recoge en diferentes recipientes (clasificados en función del material utilizado) que posteriormente se llevarán a una empresa recicladora de metales. Ésta volverá a fundir estos materiales para poderlos utilizar de nuevo. Los moldes para la elaboración de la fundición de las horquillas y soportes también serán de materiales que posteriormente se podrán regenerar.

Resumiendo se puede decir que este compresor de muelles de suspensión no genera ningún tipo de residuo que pueda ser pernicioso para el medioambiente y que los residuos generados se tratan de forma que puedan volver a utilizarse.





## 6. Conclusiones

Después de todo el planteamiento y desarrollo del proyecto se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- Es posible crear una mejora en el utillaje existente para hacer que la operación de comprimir un muelle de suspensión resulte cómoda y segura. Es factible crear un útil que se adapte a diferentes diámetros de resorte sin tener que cambiar de accesorio.
- El mecanismo de adaptación a la helicoide es sencillo y cómodo de manejar. Por tanto, supone un ahorro de tiempo al no tener que cambiar las horquillas.
- El diseño de las garras no permite que el muelle se escape, garantizando así una correcta y segura sujeción.
- Poder trabajar paralelamente con programas en 3D e importar las geometrías a elementos finitos, hace la tarea de optimización fácil y rápida.
- La utilización de elementos finitos reduce muchos costes relacionados con la fabricación de prototipos para ver su comportamiento frente a las solicitaciones de carga.
- Esta herramienta es un elemento versátil y competitivo en el mundo de la automoción. Esto se debe a que lo desarrollado actualmente en el mercado tiene diversas limitaciones que este útil soluciona. Su competitividad radica en la relación servicio-precio de compra que ofrece.





## 7. Agradecimientos

Estas líneas son para agradecer el aporte docente que ha tenido este proyecto para mí. Estas páginas son fruto de horas de trabajo en las que se ha tomado contacto con personas que me han aportado gran variedad de ideas y conceptos.

Gracias al Sr. Ventura Bonilla, el fresador de la 90, capaz de plantear las cosas para que tengan una fácil solución.

Gracias al Sr. Miquel Ferrer por haber hecho más amplios mis conocimientos con el programa de elementos finitos.





## 8. Bibliografía

### 8.1. Referencias bibliográficas

- [1] ROURE FERNÁNDEZ, F., MARIMÓN CARVAJAL, F., BONNIN VILA, A. J. *Resistencia de materiales 1 a 3*, Barcelona: ETSEIB – CPDA. 1998, Pág. 72-79.
- [2] ROURE FERNÁNDEZ, FRANCESC *5.Momento torsor*. Barcelona: ETSEIB – CPDA 1995, Pág. 44.
- [3] ROURE FERNÁNDEZ, FRANCESC *Resistencia de materiales. Capítulo 4 Esfuerzo cortante*, Barcelona: ETSEIB-CPDA. 2000, Pág.13-14
- [4] NIEMANN, G. *Tratado teórico-práctico de Elementos de Máquinas*, Munich, Junio de 1981, p. 208-236
- [5] FENOLLOSA CORAL, JOSEP *Unions cargolades*. Barcelona: Edicions UPC 1993
- [6] PARDO DÍAZ, A. , SANZ CALABIA, L.A. *Metrología y verificación. Primera parte*, Barcelona: ETSEIB-CPDA. 1999, Pág. 19.
- [7] COMITÉ EUROPEO PARA LA NORMALIZACIÓN. *Norma Europea EN1563-Fundiciones de grafito esferoidal*. Bruselas, 1997.
- [8] RIBA ROMEVA, CARLES. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 1*. Barcelona: EDICIONS UPC. 1997
- [9] Rodamientos SKF. *Catálogo general electrónico de rodamientos SKF*. [[http://iec.skf.com/c1\\_e.htm](http://iec.skf.com/c1_e.htm), 7 de noviembre de 2003].



## 8.2. Bibliografía complementaria

- [1] Real Decreto 1435/1992 de 27 de Noviembre de aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas.
- [2] Ley 31/1995 de 8 de Noviembre de Prevención de Riesgos Laborales (BOE 10.11.95).

